MINISTERUL ÎNVĂȚĂMÂNTULUI

ORGANE DE MAȘINI

B. HOROVITZ

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
București - 1969

MINISTERUL ÎNVĂȚĂMÎNTULUI

ORGANE DE MAȘINI

B. HOROVITZ

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
București — 1969

Referenți științifici: Prof. I. MINOIU și Conf. A. CHIȘU

Coperta de ALEX. BANU

PREFAȚĂ

Lucrarea de față reprezintă cursul predat studenților anului al III-lea al Facultăților de mecanică a Institutelor politehnice.

Cursul s-a redactat în conformitate cu programa analitică aprobată de Ministerul Învățămîntului, cu unele modificări și completări impuse de dezvoltarea organelor de mașini și de experiența acumulată la predarea cursului, executarea proiectelor și a lucrărilor de laborator. Astfel s-au introdus unele probleme noi, ca: principii de alegere a materialelor în construcția de mașini; transmisia armonică; angrenajul cilindro-conic; calculul și construcția angrenajelor planetare; cureaua compound; noi tipuri de cuplaje și altele. S-au dezvoltat problemele constructive ale organelor de mașini.

Totodată, introducerea în curs a problemelor amintite a impus reducerea sau chiar renunțarea la unele capitole. Astfel, s-a scos capitolul Fusuri, *acesta fiind tratat în capitolul* Lagăre. *S-au eliminat, de asemenea, și unele paragrafe, ca:*

Noțiuni asupra toleranțelor și ajustajelor *(acestea studiindu-se pe larg la cursul de Măsurători și toleranțe);*

Tehnologia danturării *(se studiază la cursul de Mașini-unelte)*;

Cinematica și geometria angrenajelor *(se studiază la cursul de Teoria mecanismelor)*;

S-a înlocuit capitolul Organele mecanismului bielă-manivelă, *care se studiază la alte discipline, printr-un capitol mai general, cu titlul*: Organele mecanismelor cu elemente articulate, *renunțîndu-se totodată la problemele de cinematică și dinamică studiate la cursul de teoria mecanismelor și a mașinilor.*

În acest curs se folosesc unitățile din sistemul SI. Pentru ușurarea folosirii documentației mai vechi și a standardelor care sînt în sistemul MKfS, unele relații se prezintă în paralel și în acest sistem.

Problemele expuse sînt tratate într-o formă concisă, deoarece se adresează unor studenți care au ocazia să audieze

prelegerile, fie la cursurile de zi, fie la cele serale. Numărul de tabele şi diagrame a fost redus la ceea ce este strict necesar pentru înţelegerea problemelor expuse.

Caracteristic disciplinei de organe de maşini este faptul că la această disciplină studenţii trec de la scheme teoretice de calcul, la calculul şi dimensionarea unor piese concrete. Practica şi timpul vor arăta dacă acest curs şi-a atins scopul din punctul de vedere discutat.

Autorul ţine să mulţumească în mod deosebit referenţilor ştiinţifici pentru observaţiile şi sugestiile lor.

Totodată, autorul mulţumeşte colaboratorilor săi, conf. ing Nicolae Gheorghiu, ing. Nelu Ionescu şi ing. Iosif Feimer, pentru concursul pe care i l-au acordat la revizuirea materialului pentru tipar.

Dr. ing. B. HOROVITZ

1. PROBLEME GENERALE ALE ORGANELOR DE MAȘINI

1.1. MAȘINILE ȘI ORGANELE DE MAȘINI

1.1.1. Tendințe principale în construcția de mașini. Se conturează în prezent următoarele tendințe principale în construcția de mașini:

— mărirea vitezelor și a puterilor;
— introducerea automatizării;
— creșterea randamentelor.

Mărirea vitezei prezintă două avantaje principale:

a) reducerea greutății și a gabaritului;
b) creșterea productivității.

Din relația puterii ca produs între forță și viteză $P=F\cdot v$, rezultă că la o putere dată, cu creșterea vitezei scad forțele care lucrează asupra mașinii, ceea ce are ca urmare reducerea dimensiunilor (economie de metal și manoperă) și a gabaritelor. De exemplu, o mașină cu abur de 1 500 kW, avînd o viteză unghiulară $\omega=15$ rad/s, ocupă un spațiu de 40 de ori mai mare decît o turbină cu abur de aceeași putere dar avînd $\omega=300$ rad/s.

Creșterea vitezei mai are și un alt avantaj; cu creșterea ei crește productivitatea mașinilor, aceasta fiind legată concomitent și de creșterea puterii. In tabelul 1.1 se vede dinamica creșterii vitezelor la automobile pe o perioadă de 60 de ani, a vitezei de așchiere la strunguri într-un secol și a vitezei unghiulare la motoare de avion în perioada 1920—1955.

Creșterea vitezelor prezintă însă unele probleme, cum ar fi cea a micșorării durabilității unor organe de mașini, a pericolului de creștere a uzurii, gripării și vibrațiilor. Aceasta impune adesea proiectarea unor organe de mașini la durabilitate limitată (v. § 1.3.3.), utilizarea unor materiale, tratamente, metode și materiale de lubrificare de calitate superioară, cît și o echilibrare de mare precizie.

Introducerea mecanizării și în special a automatizării prezintă o importanță deosebită, întrucît asigură o creștere importantă a productivității muncii și o reducere substanțială a prețului de cost.

Creșterea randamentelor este și ea legată de două aspecte:

— prin creșterea randamentului se reduce consumul de energie și, ca urmare, scade prețul de cost al produselor realizate pe mașina respectivă;

Tabelul 1.1

Dinamica creșterii vitezelor mașinilor

Anii	1895—1900	1900—1915	1915—1930	1930—1945	1945—1955
Viteze maxime la automobile [km/oră]	105,9	210,9	372,4	594,8	634,5
Viteze maxime de exploatare la automobile [km/oră]	15...20	30...40	55	90...110	130...150
Viteze de tăiere pe strunguri [m/min]	Pînă în 1850	1854	1900	1927	1950
	Scule de oțel carbon 5	Scule de oțel cu wolfram 7...8	Oțel rapid 30	Aliaje dure 70...80	Aliaje dure 400
Viteze unghiulare maxime la motoare de avion [rad/s]	Pînă în 1920	1940	Cu turbină cu gaz Wittle 1939	Boeing 1952	Socema 1953
	150...220	340	1 700	3 600	4 500

— creșterea randamentelor este legată într-o mare măsură și de reducerea frecărilor, ceea ce are ca urmare reducerea uzurilor, creșterea durabilității mașinilor și reducerea frecvenței reparațiilor.

Tendințele principale enumerate mai sus au o seamă de consecințe și impun o seamă de condiții. Iată cîteva dintre cele mai importante:

1) *Înlocuirea mecanismelor cu mișcare alternativă prin mecanisme cu mișcare de rotație.* Inițial au predominat mașini avînd mecanisme cu mișcare alternativă (mașina cu abur, pompa cu piston, șepingul, raboteza). Acestea prezentau neajunsurile că viteza era limitată de forțele de inerție și aveau o cursă în gol, ambele avînd drept urmare reducerea productivității.

Astăzi, în locul mașinii cu abur se utilizează turbina cu abur, în locul motoarelor Diesel — turbine cu gaz, în locul pompelor și compresoarelor cu piston — pompe și compresoare rotative, în locul mașinilor de tipar plane — mașini rotative etc.

2) *Creșterea valorilor unor parametri tehnologici* (presiunea, temperatura și altele) reprezintă de asemenea o tendință care se observă la mașinile din industria chimică, textilă, industria energetică etc.

3) *Construcția de mașini bazată pe organe și ansamble tipizate și chiar standardizate,* ca o condiție a introducerii fabricației automatizate (v. și § 1.5.2).

4) *Reducerea greutății pe unitate de putere (mașini energetice) sau pe unitate de produs.* Aceasta are ca urmare economia de metal și de manoperă, precum și economia de energie pentru deplasarea greutății proprii (la mașini de transport sau arme).

5) *Creșterea productivității muncii și reducerea prețului de cost* al produselor, obținute ca urmare a creșterii vitezelor, a automatizării, a reducerii greutății și a energiei consumate pe unitatea de produs.

În fața unor cerințe atît de complexe și contradictorii, problemele care se pun inginerului constructor de mașini nu sînt de loc simple.

Inginerul constructor de mașini trebuie să folosească în lucrările sale cele mai noi cuceriri ale științei și tehnicii. El trebuie să cunoască mașinile pe care le construiește sau le întreține. Pentru cunoașterea mașinilor trebuie cunoscute în primul rînd părțile lor componente, așa-numitele *organe de mașini.*

1.1.2. **Condițiile care se cer organelor de mașini.** *Organul de mașină este o piesă simplă sau complexă, care intră în componența mașinilor, avînd un rol funcțional și constructiv determinat și care poate fi studiat, proiectat și executat independent. Există organe de mașini de uz general și organe de mașini speciale.*

Organele de mașini de uz general sînt prezentate în tabelul 1.2.

Printre organele speciale se numără : paletele, carcasele, camele, cîrligele, ghidajele, cablurile etc. Aceste organe se studiază la unele discipline de specialitate.

Disciplina de organe de mașini are drept scop stabilirea bazelor teoretice pentru calcul și construcția acestora, pornind de la condițiile lor de funcționare în mașină.

Pentru a corespunde scopului, organele de mașini trebuie să îndeplinească o serie de condiții adesea contradictorii.

Ele trebuie să fie rezistente, să nu se distrugă sub acțiunea forțelor și momentelor la care sînt supuse, dar în același timp trebuie să aibă o greutate cît mai redusă. Tocmai această sarcină îi revine inginerului, — aceea de a construi piese de dimensiuni minime, care să satisfacă condițiile de rezistență. În acest domeniu s-au obținut la noi în țară rezultate deosebit de

Tabelul 1.2

Clasificarea organelor de mașini

- Organe de mașini
  - Organe de îmbinare
  - Organe pentru transmiterea mișcării de rotație
    - transmisii
    - organe auxiliare ale transmisiilor
  - Organe pentru transformarea mișcărilor
  - Organe pentru conducerea și reglarea circulației fluidelor

importante. Astfel, turbinele de apă și aburi, tractoarele, motoarele electrice, mașinile agricole, utilajul petrolier etc. fabricate în țară nu depășesc în greutate mașinile corespunzătoare fabricate în străinătate.

De obicei, pe lîngă rezistență se impun organelor de mașini anumite condiții de rigiditate (piese de mașini-unelte, arbori de motoare electrice etc.) sau de elasticitate (arcuri).

Unele organe de mașini trebuie să îndeplinească condiția de a nu se încălzi peste o anumită limită, cum ar fi lagărele, cilindrii de motoare etc. Condițiile de frecare și ungere joacă în acest caz un rol important.

Organele de mașini trebuie să reziste la uzură și coroziune.

Ele trebuie să fie astfel construite, încît să se evite vibrațiile și zgomotul.

La proiectarea organelor de mașini trebuie să se țină seama de posibilitățile de uzinare, de condițiile tehnologice existente în uzina respectivă. Totodată, tehnologia trebuie să fie cît mai simplă și mai ieftină, tinzînd neîncetat la folosirea tehnologiei celei mai avansate (sudare, turnare sub presiune, turnare de precizie, extruziune, călire cu curenți de înaltă frecvență, ecruisare superficială, cromare dură și poroasă, filetare în vîrtej etc.). Nu se va prescrie un material mai bun, o rugozitate a suprafeței mai mică sau toleranțe mai strînse decît este strict necesar. Cîteodată se fac greșeli costisitoare în această direcție. Astfel se prevăd oțeluri aliate (deficitare) acolo unde nu e nevoie decît de rigiditate, știut fiind că modulul de elasticitate nu variază practic cu calitatea oțelului.

La proiectare trebuie să se țină seama de siguranța deservirii mașinii, de posibilitățile de montare și demontare. Trebuie să se țină de asemenea seama de regulile de securitate a muncii.

O condiție de bază a unei proiectări corecte este *folosirea standardelor*, care joacă un rol important în dezvoltarea tehnicii. Ele permit fabricarea organelor de mașini în serie, în uzine specializate, iar piesele pot fi montate de-a dreptul fără o ajustare suplimentară (v. și § 1.5.2).

Prețului de cost trebuie să i se acorde cea mai mare importanță, întrucît el reprezintă un indicator complex, care cuprinde o serie întreagă de factori.

Desigur, cele enumerate nu epuizează condițiile complexe și variate care se impun organelor de mașini. Gabaritul, flexibilitatea, posibilități de manevră, aspectul exterior (forma estetică) al pieselor și al mașinii în ansamblu etc. (§ 1.5) sînt și ele condiții care se impun organelor de mașini.

1.1.3. **Fazele proiectării unei mașini** (STAS 6269-60). Pentru a putea proiecta o mașină nouă, inginerul trebuie să cunoască tema de proiectare, adică trebuie să știe ce se cere de la mașina care urmează a se construi. Dar aceste cerințe sînt totdeauna foarte complexe și contradictorii. Astfel mașina trebuie să asigure un randament și o productivitate maximă, dar totodată atît ea, cît și produsele obținute trebuie să fie de calitate bună și cît mai ieftine; mașina trebuie să prezinte o siguranță mare de funcționare, durabilitate mare, întreținere simplă, ieftină și comodă, lipsă de zgomot și vibrații și să aibă un aspect plăcut.

La proiectarea unei mașini noi, inginerul trebuie să cunoască precis în cadrul temei, care este problema fundamentală: mașina să fie ieftină, să

asigurè o productivitate maximă etc. *Soluția optimă este adesea un compromis între o serie de condiții contradictorii.*

O dată precizată tema, urmează rezolvarea ei. În acest scop trebuie analizate critic construcțiile existente și studiată direcția dezvoltării pentru a putea găsi o soluție nouă.

Pentru a găsi soluții noi, inginerul trebuie să se documenteze; în acest scop trebuie cunoscute soluțiile vechi. Prin prelucrarea diverselor soluții existente, printr-o gîndire profundă rezultă soluția nouă a problemei. O problemă tehnică are însă multe soluții și doar analiza multilaterală și punerea lor față în față poate conduce la o soluție cu adevărat nouă, superioară celor vechi. *Și astfel inginerul este cu adevărat un creator care gîndește și realizează noul în tehnică.*

Gîndirea inginerească trebuie totdeauna susținută prin schițe. *Soluțiile se găsesc în fața planșetei.*

Elaborarea unui proiect tehnic prezintă multe probleme complexe și diferite faze de lucru care sînt sintetizate în tabelul 1.3.

Tabelul 1.3

Fazele de elaborare ale unui proiect

A. *Documentația de studiu*

1. Tema de proiectare

2. Studiul tehnico-economic
   - *a*) Împărțirea mașinii în grupe de operații
   - *b*) Schițarea variantelor
   - *c*) Analiza critică a variantelor
   - *d*) Alegerea soluției optime
   - *e*) Executarea de desene ale agregatului, ansamblurilor și ale subansamblurilor

3. Proiectul tehnic
   - *a*) Stabilirea forțelor și momentelor care acționează asupra agregatului și a elementelor sale componente
   - *b*) Calculul elementelor principale
   - *c*) Introducerea modificărilor impuse de calcul
   - *d*) Redesenarea agregatului și a elementelor sale componente

4. Desene de execuție pentru seria zero (prototip)
5. Documentația de încercare și omologare a seriei zero (prototipului)

B. *Documentația de bază*

1. Desene de piesă
2. Scheme (cinematice, electrice etc.)
3. Desene de instalare
4. Borderoul documentației de bază
5. Caietul de sarcini
6. Caietul de standarde și norme interne
7. Calcule speciale

C. *Documentația tehnologică*

Nomenclator de piese, flux tehnologic, plan de operații, desene pentru SDV-uri, extras de materiale etc.

D. *Documentație auxiliară*

Documente cu caracter comercial, de exploatare și întreținere

Notă: Pot lipsi unele faze dintre cele enumerate în tabelul 1.3, în special la fabricația individuală; la fabricația de serie se respectă de obicei mersul indicat.

La elaborarea proiectului desenele tehnice trebuie *minuțios verificate,* întrucît greșelile de desen pot provoca foarte multe neajunsuri.

Trebuie depistați factorii care ar putea crea dificultăți de exploatare, montaj, întreținere; dacă execuția și controlul se pot realiza fără dificultăți și pe utilajul existent în uzina constructoare sau în uzinele colaboratoare; dacă s-au folosit peste tot unde este posibil piese standardizate; dacă s-au prevăzut desenele cu toate cotele necesare execuției și montajului.

Trebuie de asemenea verificate cu atenție ipotezele de calcul, sarcinile și modul de acționare a acestora, modul de rezemare, secțiunile periculoase etc. Trebuie apoi verificată exactitatea relațiilor folosite și a calculului. Mare atenție trebuie acordată dimensiunilor relațiilor (o foarte frecventă sursă de greșeli). Dimensiunile obținute trebuie apreciate și comparativ și apoi încadrate în standarde și norme de securitate și igienă a muncii.

1.1.4. **Fazele proiectării unui organ de mașină.** Așa cum s-a arătat mai sus, la proiectarea unei mașini se impune calculul ansamblurilor, subansamblurilor și al organelor de mașini. Calculul unui organ de mașină trece de obicei prin următoarele faze:

a) Se determină forțele și momentele care acționează asupra piesei respective, cît și condițiile de lucru ale piesei în cazurile cele mai dezavantajoase. Deoarece determinarea valorii forțelor și a momentelor, cît și a legii de variație a acestora este adesea o problemă dificilă, se recurge la ipoteze simplificatoare. Se utilizează în acest caz o *încărcare de calcul* în locul celei *efective.*

De subliniat că nu totdeauna calculul se efectuează în condițiile cele mai dezavantajoase. Astfel, la calculul la oboseală, de exemplu, introducerea celor mai dezavantajoase condiții de lucru poate duce la supradimensionări.

b) Se alege pentru piesă forma funcțională și materialul ținîndu-se seama de normele STAS sau de normele interne (în lipsa STAS-urilor).

c) Se determină rezistențele admisibile în funcție de materialul ales, de forma piesei, de felul încărcărilor (statice, variabile), de condițiile de exploatare și recepție.

d) Avînd determinate forțele (momentele) și rezistențele admisibile, se pot determina secțiunile critice ale pieselor cu relațiile corespunzătoare solicitărilor respective.

e) Atunci cînd piesa este supusă și la alte solicitări decît aceea la care s-a făcut dimensionarea, cînd dimensionarea are un caracter preliminar (pe baza unor cote apreciate, a unor valori recomandate etc.), cît și atunci cînd asupra rezistenței admisibile influențează un complex de factori (cum este cazul, de exemplu, al rezistenței la oboseală) se execută și un calcul de verificare (pe baza metodei stării limită — § 1.2).

f) Dimensiunile obținute trebuie încadrate în valori standarizate. Astfel, diametrele arborilor, modulele roților dințate etc. trebuie să corespundă numerelor normale (seriile R 10; R 20 etc.).

g) Desenarea pieselor.

Trebuie subliniat în mod deosebit faptul că în calcule trebuie să se țină seama de condițiile reale de funcționare. De exemplu, un lagăr cu frecare fluidă poate fi dimensionat pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii. Va fi însă cu totul inadmisibil să se calculeze pe baza acestei teorii un lagăr la care nu se realizează decît o frecare semifluidă.

Calculul și proiectarea se îmbină cu probleme de tehnologie. Astfel, piesele care necesită un tratament termic necesită o formă corespunzătoare (de exemplu, în piese cu treceri bruște de secțiune se pot produce tensiuni și fisuri la călire).

Cîteodată, la proiectare trebuie să se țină seamă de dimensiunile maxime admise pentru o anumită piesă sau o anumită mașină, de așa-numitul gabarit maxim (cum este la locomotive, vagoane, submarine etc.).

În rezumat, problema dimensiunilor și a formei unei piese se rezolvă în funcție de mărimea și felul solicitărilor, de condițiile de funcționare și de exploatare, de material și de execuție. Nu există legi imuabile și definitive cu privire la problemele construcției de mașini. Sarcina inginerului constructor de mașini este să folosească toate cunoștințele și experiența sa și să-și însușească necontenit cunoștințe noi, pentru a construi mașini rezistente și de mare eficiență economică.

1.2. DETERMINAREA REZISTENȚELOR ADMISIBILE

1.2.1. **Metode actuale.** O problemă fundamentală în construcția de mașini este determinarea rezistențelor admisibile, care reprezintă tensiunea maximă la care dimensionînd un organ de mașină acesta funcționează în bune condițiuni.

Înainte de a vorbi despre rezistențe admisibile și coeficienți de siguranță trebuie definită noțiunea de *siguranță. Siguranța este proprietatea unei piese de a-și exercita normal funcția, care se realizează prin durabilitate, siguranță în serviciu și ușurința întreținerii.* În sens mai restrîns, siguranța este proprietatea unei piese de a funcționa fără întreruperi.

Problemei de siguranță în funcționare i se acordă în ultima vreme o importanță crescîndă vădită prin crearea unei științe a siguranței în serviciu, *fiabilitatea.*

In problema determinării rezistenței admisibile există două tendințe:

a) O tendință de determinare a rezistenței admisibile pe baze empirice, indicîndu-se în manuale rezistențele admisibile pentru diferite organe de mașini construite din materiale uzuale. Astfel, se indică în manuale — și pentru unele organe chiar și în standarde — rezistențe admisibile pentru nituri și nituiri, șuruburi, suduri, arbori, roți dințate etc. În aceeași direcție există tabele cu rezistențe admisibile pentru cele 3 tipuri mai importante de solicitări: solicitarea statică, pulsatorie și alternantă. Dintre aceste tabele mai cunoscută este tabela lui Bach indicată în manualul inginerului. Această metodă se numește *metoda tabelară.*

b) A doua tendință este aceea de determinare a rezistenței admisibile pornind de la starea limită care duce la apariția unui proces fizic, considerat ca inadmisibil în funcționarea normală a organului de mașină respectiv. Această stare limită poate fi rezistența la rupere sau limita de curgere pentru organele de mașini supuse la solicitări statice. La piesele supuse la solicitări variabile, starea limită va fi rezistența la oboseală a piesei. Cînd se pune problema rigidității, dimensiunea piesei va fi impusă de deformația limită etc. Deoarece determinarea rezistenței admisibile se face pornind de la condiția limită la care funcționarea organului este periclitată, acestei metode i se spune *metoda stării limită.*

Rezistența admisibilă se va determina împărțind rezistența limită la un coeficient de siguranță.

Prin *coeficienții de siguranță* se ține seama de întregul complex de factori care influențează capacitatea portantă a unui organ de mașină, factori care nu pot fi cuprinși în calcule. Coeficientul de siguranță ar putea fi numit deci, pe drept cuvînt, *coeficient de neștiință,* căci el este cu atît mai mare, cu cît cunoștințele noastre asupra materialului, încărcărilor, tensiunilor etc. sînt mai restrînse.

Coeficienții de siguranță se aleg de constructori pe baza practicii de proiectare și a observațiilor din exploatare. Ei depind de precizia cu care au fost determinate forțele, momentele și tensiunile, de omogenitatea materialului, de măsura în care ruperea piesei periclitează viața oamenilor, de calitatea tratamentului termic și a tehnologiei de fabricație, de existența unor tensiuni interne, precum și de alți factori.

În figura 1.1 se indică valorile coeficienților de siguranță pentru piese solicitate static, executate din oțeluri tenace $\left(c = 1{,}2 \ldots 2{,}2 \text{ în funcție de } \frac{\sigma_c}{\sigma_r}\right)$.

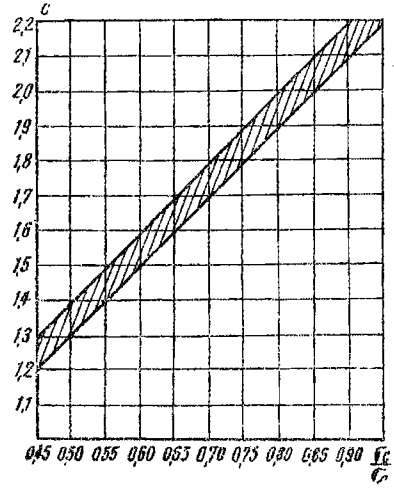


Fig. 1.1.

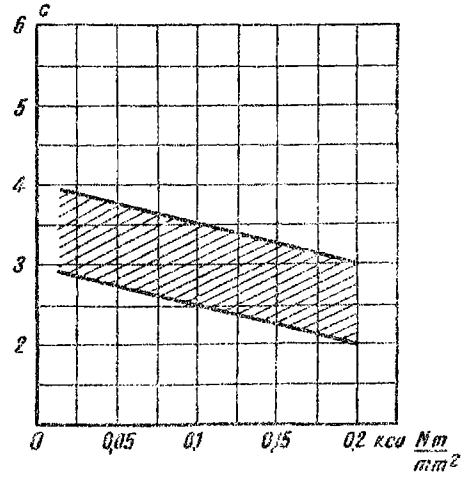


Fig. 1.2.

La piese solicitate static la care se poate produce ruperea fragilă, coeficienții de siguranță față de rezistența la rupere sînt indicați în figura 1.2 ($c=2\ldots4$, în funcție de KCU).

Avînd în vedere că prin calculul de oboseală se ține seama mai exact de caracteristicile materialului și ale piesei, se admit în general coeficienți de siguranță variind în limitele $c=1{,}25\ldots2{,}3$ (tabelul 1.4).

Tabelul 1.4

Coeficienți de siguranță parțiali și globali

c_1	Piese forjate și laminate Piese turnate		1,05...1,10 1,15...1,20
c_2	1,0...1,3		
c_3	1,2...1,5		
c_4	1,0...1,15		
c	Static	rupere tenace rupere fragilă	1,20...2,20 2,0...4,0
c	Oboseală	precizie ridicată precizie normală precizie redusă	1,25...1,40 1,40...1,70 1,70...2,30

Cînd rezistența la oboseală se determină prin prelucrarea statistică a datelor experimentale, coeficientul de siguranță trebuie ales în funcție de siguranța procentuală. Astfel, de exemplu, pentru rezistențe la oboseală determinate cu o siguranță de 99% (1% ruperi), coeficientul de siguranță se poate lua $c=1\ldots1{,}25$; pentru o siguranță de 66% (33% ruperi) $c=1{,}25\ldots1{,}5$.

1.2.2. **Metoda de determinare diferențiată a coeficientului de siguranță.** În scopul determinării mai exacte a coeficienților de siguranță se utilizează metoda diferențiată. Această metodă diferențiază influența fiecărui factor, afectîndu-i cîte un *coeficient de siguranță parțial* (diferențiat), iar prin înmulțirea acestora se obține *coeficientul de siguranță global.*

Acești coeficienți sînt următorii:

c_1 — coeficient care ține seama de omogenitatea calității materialului, de măsura în care pot apărea variații ale calității materialului (tabelul 1.4). În cazul cînd piesele sînt supuse unui control nedistructiv, $c_1=1{,}0$;

c_2 — coeficient care ține seama de importanța piesei în ansamblul mașinii, de măsura în care scoaterea din funcțiune a piesei poate să ducă la avarii grave, accidente etc. (coeficient de risc) (tabelul 1.4);

c_3 — coeficient care ține seama de precizia ipotezelor și a relațiilor de calcul utilizate (coeficient de incertitudine) (tabelul 1.4). Adesea este greu să se precizeze mărimea solicitărilor datorite procesului de lucru al mașinii; alteori relațiile de calcul nu sînt încă puse la punct (de exemplu, la calculul lanțurilor).

Determinarea tensiunilor prin metode nedistructive permite reducerea acestui coeficient;

c_4 — coeficient care ține seama de diferența dintre caracteristicile mecanice ale epruvetei și cele ale piesei (tabelul 1.4). In cazul cînd se introduce un coeficient dimensional (la calculul la oboseală) se poate lua $c_4=1$.

In felul acesta, valoarea coeficientului de siguranță global este:

$$c=c_1c_2c_3c_4; \qquad (1.1)$$

valoarea sa minimă fiind $c=1{,}25$, iar valoarea maximă $c=2{,}3$ (fără a ține seama de factorul dimensional) și $c=2{,}6$ (inclusiv factorul dimensional).

Notă: In cazul cînd unii dintre acești coeficienți au fost introduși la determinarea sarcinii de calcul, atunci ei nu se vor mai introduce la calculul coeficientului de siguranță.

Problema reducerii coeficientului de siguranță este o problemă de bază, căci reducerea coeficientului de siguranță cu cîteva procente duce la creșterea rezistenței admisibile, la scăderea greutății piesei și deci a costului ei. Problema reducerii greutății organelor de mașini se pune și din punctul de vedere al reducerii forțelor de inerție care cresc cu creșterea vitezelor (§ 1.1.1.). Reducerea coeficientului de siguranță se poate obține printr-o cunoaștere mai temeinică a materialelor folosite în construcția de mașini, prin folosirea metodelor nedistructive de determinare a tensiunilor din organele de mașini, printr-o respectare întocmai a prescripțiilor în ceea ce privește procesul tehnologic, prin utilizarea de elemente de siguranță împotriva supraîncărcărilor accidentale.

La aceasta contribuie în primul rînd dezvoltarea și intensificarea activității de cercetare științifică pentru cunoașterea tot mai aprofundată a proceselor fizice și a factorilor care influențează capacitatea portantă și durabilitatea organelor de mașini, a proprietăților fizice și a caracteristicilor mecanice ale materialelor în diferite situații de încărcare și lucru, pentru perfecționarea continuă a ipotezelor și metodelor de calcul.

Din cele de mai sus rezultă că metoda tabelară se folosește cu precădere pentru predimensionarea organelor de mașini, după care urmează verificarea lor pe baza metodei stării limită.

In cazul cînd rezistența admisibilă se poate determina direct pe baza stării limită a piesei, aceasta duce la o reducere apreciabilă a calculelor.

Metoda tabelară are neajunsul că poate duce la subdimensionări sau supradimensionări, deoarece rezistențele admisibile date aici nu pot ține seama de întregul complex de factori care influențează capacitatea portantă a piesei. Trebuie subliniat că *nu se poate vorbi în construcția de mașini*

decît de rezistențe admisibile pentru anumite piese, din anumite materiale, în anumite condiții de funcționare și exploatare.

Nu se poate vorbi de rezistența admisibilă a unui material; de asemenea nu se poate vorbi de rezistența admisibilă a unei piese fără a se specifica materialul din care este confecționată piesa, forma piesei, condițiile de funcționare și exploatare etc.

1.3. CAPACITATEA PORTANTĂ ȘI CALCULUL ORGANELOR DE MAȘINI

1.3.1. **Criteriile principale de apreciere a capacității portante a unui organ de mașină.** Acestea sînt următoarele: rezistența (în secțiune și de contact), rigiditatea, rezistența la uzură, rezistența la temperaturi ridicate și la vibrații.

1.3.2. **Rezistența organelor de mașini.** Calculul la solicitări statice se execută pe baza tensiunilor nominale, fără a se ține seama de efectul de concentrare a tensiunilor, care este neînsemnat la solicitări statice. Relațiile de calcul uzuale sînt indicate în tabelul 1.5.

Modul de determinare a rezistenței admisibile și valoarea coeficienților de siguranță s-au indicat în § 1.2.

Tabelul 1.5

Relații de calcul uzuale [1])

Felul solicitării	Forța [N] (momentul) [N·m]	Deformația [mm]	Energia de deformație [N·m]	Solicitări speciale
Întindere-compresiune	$F=A\cdot\sigma_{at(c)}$	$\Delta l=\varepsilon\cdot l$ $\Delta l=\frac{Fl}{EA}=\frac{\sigma l}{E}$	$L=\frac{\sigma^2\cdot V}{2E}$ $L=\frac{E\cdot\varepsilon^2 V}{2}$	Solicitări termice $\sigma=E\cdot\alpha\cdot\Delta t$ (α — coeficient de dilatare)
Forfecare	$F=A\cdot\tau_{af}$		$L=\frac{\tau_f^2\cdot V}{2G}$	
Încovoiere	$M_i=W\cdot\sigma_{ai}$	$EI\frac{d^2y}{dx^2}=-M_i$ [1])		
Torsiune	$M_t=W_p\cdot\tau_a$	$\varphi=\frac{M_t\cdot l}{G\cdot I_p}$	$L=\frac{1}{2}M_t\cdot\varphi$	
Solicitări compuse	$M_e=\sqrt{M_i^2+(\alpha_0 M_t)^2}$ $\alpha_0=\frac{\sigma_{a\,III}}{\sigma_{a\,II}}$			$\sigma_e=\sqrt{\sigma^2+3(\alpha_0\cdot\tau)^2}$

Tabelul 1.5 (continuare)

Module de rezistență și momente de inerție

Secțiunea	W	W_p	I	I_p
Cerc	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$	$\frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{\pi d^4}{32}$
Inel	$\frac{\pi d^3}{32}(1-\xi^4)$ [2]	$\frac{\pi d^3}{16}(1-\xi^4)$ [2]	—	—
	W_x	W_y	I_x	I_y
Dreptunghi	$\frac{bh^2}{6}$	$\frac{hb^2}{6}$	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{hb^3}{12}$

Tensiunile din vase cilindrice cu pereți groși

	După direcția tangențială	După direcția radială	După direcția axială
Exterior	$\sigma_t = \frac{2d_2^2}{d_2^2-d^2}p$ [3] $\sigma_t = \frac{d_2^2+d^2}{d_2^2-d^2}p$ [3]	$\sigma_Q = 0$ $\sigma_Q = p$ [3]	$\sigma_a = \frac{d^2}{d_2^2-d^2}p$ [3]

Momentul de torsiune $M_t = 10^6 \frac{P\,[\mathrm{kW}]}{\omega\,[\mathrm{rad/s}]}$ [N mm]

Grosimea vaselor cilindrice cu pereți subțiri $s = \frac{pd}{2\sigma_a}$ [3]

[1]) Relațiile corespunzătoare diferitelor tipuri de încărcare sînt indicate în cursurile de rezistența materialelor [2] ; [11].

[2]) $\xi = d_i/d$ (d_i — diametrul interior).

[3]) p — presiunea interioară ;
d_2 (d) — diametrul exterior (interior) al vasului.

1.3.3. **Solicitări variabile în timp.** Ruperea în acest caz se produce la tensiuni mult mai mici decît în cazul solicitărilor statice. Are loc fenomenul cunoscut în literatura tehnică sub numele de *oboseală,* termen de altfel impropriu pentru acest fenomen.

Rezistența la oboseală este influențată de un complex de factori. În tabelul 1.6 sînt sistematizați factorii care influențează asupra rezistenței la oboseală.

Relațiile de calcul la oboseală sînt indicate în tabelul 1.7.

În cazul ciclului asimetric, cînd σ_m este relativ mare, se calculează coeficientul de siguranță față de limita de curgere cu relația:

$$c = \frac{\sigma_c}{\sigma_{max}}.$$

Cînd $\sigma_m < 0$ (tensiuni medii negative) se poate considera $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}\sigma_m = 0$.

În cazul cînd numărul de cicluri pe care îl suportă o piesă în exploatare este mai redus decît numărul de cicluri de bază N_b (de exemplu, 10^7 cicluri pentru oțel), *rezistența la durabilitate limitată* rezultă din diagrama Wöhler pentru numărul respectiv de cicluri. Diagrama Wöhler poate fi exprimată prin relația aproximativă:

$$\sigma_N^m \cdot N = \sigma_{-1}^m \cdot N_b, \qquad (1.2)$$

Tabelul 1.6

Factorii care influențează rezistența la oboseală

- Factorii care influențează asupra rezistenței la oboseală
  - Factori constructivi
    - forma piesei
    - modul de asamblare
    - mărimea piesei
  - Factori tehnologici
    - materialul
    - calitatea suprafeței (rugozitate, tratamente termice și termochimice prelucrărie mecanice, acoperiri electrolitice)
    - alți factori tehnologici
  - Condiții de exploatare
    - felul solicitării
    - gradul de asimetrie a ciclului
    - supra- și subsolicitări de scurtă durată
    - șocurile
    - frecvența solicitării
    - temperatura
    - coroziunea

Tabelul 1.7

Relații pentru calculul la oboseală

	Ciclu simetric	Ciclu asimetric
Tensiuni normale	$c_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}\sigma_v}$	$R = const.$ $c_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}\sigma_v + \dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}\sigma_m}$ $\sigma_m = const.$ $c_\sigma = \dfrac{\dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}} + \left(1 - \dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma_r \dfrac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}}\right)\sigma_m}{\sigma_{max}}$
Tensiuni tangențiale	$c_\tau = \dfrac{\tau_{-1}}{\dfrac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \gamma_\tau}\tau_v}$	$\sigma_{min} = const.$ $c_\sigma = \dfrac{\dfrac{2\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}} + \left(1 - \dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma_r \dfrac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}}\right)\sigma_{min}}{\left(1 + \dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}}\right)\sigma_{max}}$ **Notă:** Pentru tensiunile tangențiale se înlocuiește σ cu τ
Tensiuni echivalente	$\dfrac{1}{c^2} = \dfrac{1}{c_\sigma^2} + \dfrac{1}{c_\tau^2}$	

unde :

σ_N este rezistența la oboseală corespunzătoare numărului N de cicluri ;

N_b — numărul de cicluri de bază căruia îi corespunde rezistența la oboseală σ_{-1} ;

m — cotangenta unghiului de înclinare a ramurii descrescătoare a curbei W ö h l e r.

Se recomandă să se ia în calculele practice $m = 9$ și $N_b = 5 \cdot 10^6$ pentru secțiuni mijlocii și $N_b = 10^7$ pentru secțiuni mari.

Cu oarecare aproximație, coeficienții de concentrare, mărime și tehnologici se pot lua aceiași ca și pentru calculele corespunzătoare zonei asimptotice a curbei W ö h l e r.

În practică se întîlnesc de obicei regimuri de solicitare diferite de cele ciclice cu amplitudine constantă denumite *solicitări variabile în regim staționar*, și anume regimurile de solicitări cu amplitudine și frecvență variabile denumite *solicitări variabile în regim nestaționar*.

Astfel solicitarea de bază σ_b (care se repetă de mai mult de 10^7 ori) poate fi mai mică decît rezistența la oboseală a piesei, în timp ce numărul supraîncărcărilor pe întreaga perioadă de lucru este mic ($N < 10^5$ cicluri) ; în acest caz coeficientul de siguranță este :

$$c = \frac{\sigma_{ob}}{\sigma_b}.$$

iar coeficientul de siguranță față de supraîncărcări se calculează numai static.

În cazul cînd supraîncărcările se repetă des (mai mult de 10^7 ori) ele reprezintă solicitarea de bază și calculul la oboseală se efectuează în funcție de mărimea acestora.

Înainte de a încheia acest paragraf ar trebui lămurită problema dacă organele de mașini obosesc.

Din diagrama Wöhler se vede că o piesă de oțel care a depășit 10^7 cicluri fără a se rupe are o durabilitate nelimitată, pe de altă parte în practică se constată că unele piese se rup la oboseală și după 10^7 cicluri (adică „obosesc"). Explicația acestei contradicții constă în faptul că în unele cazuri curba Wöhler nu mai are o zonă asimptotică (piese care lucrează în condiții de coroziune, unele aliaje de metale neferoase, materiale nemetalice etc.). La multe piese se produce coroziunea de contact (îmbinări prin strîngere, fusuri montate pe rulmenți etc.) în care caz ieșirea din uz prin oboseală poate avea loc și după un număr mai mare decît 10^7 cicluri (de exemplu, osii de vagoane și locomotive și altele).

1.3.4. **Măsuri pentru mărirea capacității portante a organelor de mașini în ceea ce privește rezistența lor.** Pentru a mări rezistența organelor de mașini se pot lua următoarele măsuri :

1) Realizarea unor piese a căror formă să asigure un flux de forță astfel încît o cît mai mare parte a volumului piesei să ia parte la preluarea încărcării.

2) Piesele care formează ajustaje trebuie să asigure contactul pe întreaga suprafață prin care se transmite încărcarea de la o piesă la cealaltă.

Aceste condiții principale pot fi realizate dacă se ține seama de următoarele principii constructive :

a) să nu se admită treceri bruște de la o secțiune la alta ;

b) să se asigure, pe cît posibil, aceleași tensiuni în întreaga piesă, utilizîndu-se așa-numitele *piese de egală rezistență*. Desigur adesea apar dificultăți tehnologice la realizarea unor asemenea piese, dar tehnologiile moderne de presare în matriță sau turnare de precizie, de exemplu, oferă largi posibilități în această direcție în condiții de economicitate ;

c) să se utilizeze dispozitive de limitare a sarcinii (de exemplu cuplaje de siguranță) și de amortizare a șocurilor ;

d) să se realizeze o repartizare cît mai uniformă a solicitării pe secțiune, fiind de preferat întinderea sau compresiunea în loc de încovoiere sau torsiune (la încovoiere și torsiune — piese cu pereți subțiri, la încovoiere — nervurări);

e) să se utilizeze construcții la care transmiterea puterii are loc printr-un număr mare de elemente (ținînd seama de posibilitățile moderne de obținere a unei precizii ridicate). De exemplu, arbori canelați în loc de pene, angrenaje planetare în loc de angrenaje ordinare etc.;

f) în cazul pieselor supuse la oboseală se pot lua o seamă de măsuri constructive și tehnologice care asigură o creștere a capacității portante a piesei (v. cap. *Arbori*).

1.3.5. **Solicitări de contact.** La transmiterea unei forțe de la o piesă la cealaltă, pe suprafețele celor două piese în contact se produc *solicitări de contact.*

Asemenea solicitări se produc pe profilurile dinților roților dințate, între pană și canalul său, între fus și cuzinet, între corpurile de rostogolire și canalele din rulmenți etc.

De obicei, în cazul cînd contactul are loc între două piese în repaus relativ (pana și canalul de pană, nitul și gaura de nit etc.), cauza care poate duce la scoaterea din uz a pieselor este strivirea, motiv pentru care în acest caz rezistenței admisibile i se zice *rezistență admisibilă la strivire.*

Atunci însă cînd cele două piese sînt în mișcare relativă, ieșirea din funcțiune poate fi cauzată de o complexitate de factori ca: încălzirea, uzura abrazivă, oboseala superficială (*pitting*), griparea etc.

Acestei solicitări i se spune de obicei presiune (la lagăre, filete) sau presiune de contact (la roți de fricțiune, dinții roților dințate).

Notă: A nu se confunda solicitarea de contact cu compresiunea; prima este o solicitare ce apare pe suprafață și în apropierea suprafeței piesei, a doua are loc în toată masa piesei solicitate.

În cazul cînd contactul are loc după o suprafață, solicitarea de contact (presiunea) se determină ca raport între forța normală pe suprafață Q și aria suprafeței de contact A sau o proiecție a acesteia.

În cazul suprafețelor de contact plane (de exemplu cuplele cinematice de translație) presiunea este:

$$p = \frac{Q}{A}. \tag{1.3}$$

În cazul suprafețelor de contact cilindrice (de exemplu cuple cinematice de rotație) presiunea nu se repartizează uniform pe suprafață (fig. 1.3).

Pentru simplificarea calculului, se consideră o repartizare uniformă a presiunii, admițîndu-se o presiune medie. În acest caz, scriind echilibrul forțelor din figura 1.4 se obține:

$$Q = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} p \cdot l \cdot r \cdot d\alpha \cos\alpha = p \cdot l \cdot r \left| \sin\alpha \right|_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} = d \cdot l \cdot p. \tag{1.4}$$

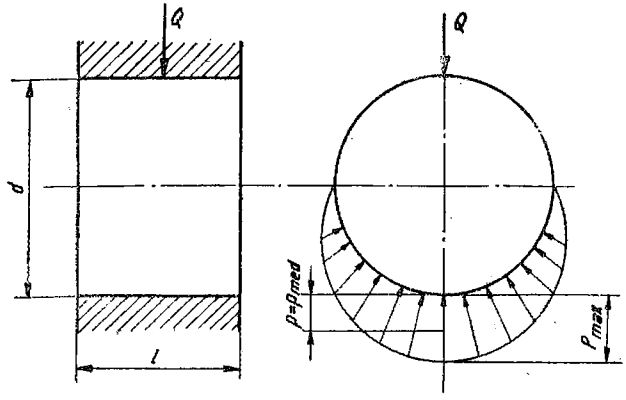


Fig. 1.3.

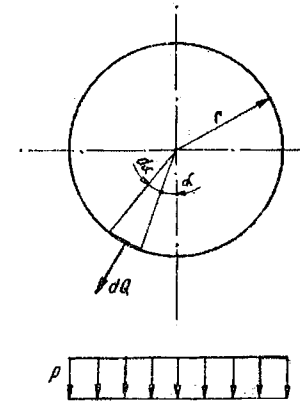


Fig. 1.4.

Deci, admițînd o repartiție uniformă a presiunii, suprafața de calcul este o proiecție a suprafeței efective $\frac{\pi}{2} d \cdot l$ pe un plan axial $d \cdot l$.

În cazul contactului a două suprafețe curbe contactul inițial are loc după o dreaptă sau după un punct. În sarcină, datorită deformației elastice a suprafețelor în contact, se produce contactul pe o suprafață (la două sfere, după un cerc; la doi cilindri, după un dreptunghi etc., fig. 1.5).

La contactul a două sfere și în general în cazul contactelor liniare sau punctiforme (cuple cinematice superioare, de exemplu) se produce pe suprafața de contact și în imediata ei apropiere o stare de solicitare triaxială.

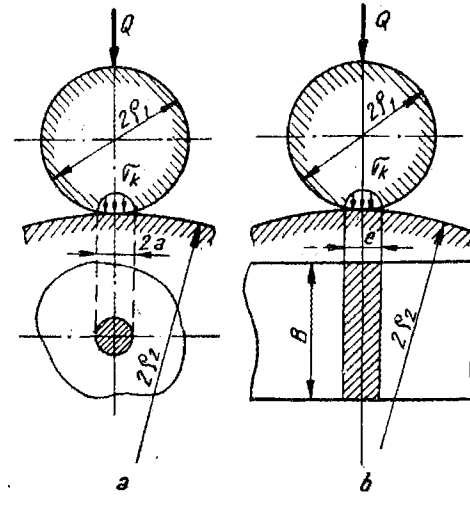


Fig. 1.5.

Raportul între solicitarea tangențială maximă și cea normală maximă este pentru oțel : $\frac{\tau_{max}}{\sigma_{max}} \approx 0{,}3$.

La contactul a două sfere (fig. 1.5), dacă razele sferelor sînt respectiv ρ_1 și ρ_2, iar forța de apăsare este Q, atunci raza a a suprafeței de contact, pe baza teoriei elasticității, admițînd $\mu_p = 0{,}3$ (μ_p — coeficientul lui P o i s s o n) este :

$$a = 1{,}109 \sqrt[3]{\frac{Q}{E}\rho}, \tag{1.5}$$

unde :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \tag{1.6}$$

(semnul minus la contact interior)
și

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right), \tag{1.7}$$

ρ și E fiind respectiv raza de curbură și modulul de elasticitate echivalent (de calcul) ale celor două piese în contact.

În cazul contactului dintre o sferă și un plan ($\rho_2 = \infty$), raza de curbură echivalentă este $\rho = \rho_1$.

Ținînd seama că presiunea este neuniform repartizată pe suprafața de contact, presiunea maximă se produce la mijlocul suprafeței și este de 3/2 ori mai mare decît presiunea medie :

$$p_{max} = \frac{3}{2} \frac{Q}{\pi \cdot a^2}. \tag{1.8}$$

Înlocuind relația (1.5) în relația (1.8) și ținînd seama că $\sigma_{k\,max} = -p_{max}$, rezultă următoarea valoare a presiunii de contact :

$$\sigma_{k\,max} = 0{,}388 \sqrt[3]{\frac{Q \cdot E^2}{\rho^2}}. \tag{1.9}$$

Se vede că, deși materialul ascultă de legea lui H o o k e, tensiunea maximă nu crește proporțional cu încărcarea, ci numai cu rădăcina ei cubică.

În cazul general cînd cele două suprafețe în contact au în diferite secțiuni raze de curbură diferite, atunci presiunea de contact se calculează cu relația :

$$\sigma_k = \frac{0{,}616}{\xi \cdot \beta} \sqrt[3]{\frac{Q \cdot E^2}{\delta^2 \cdot D_1^2}}, \tag{1.10}$$

unde :

$$\delta = \frac{2}{1 + \frac{D_1}{D_2} + \frac{D_1}{D_3} + \frac{D_1}{D_4}}, \tag{1.11}$$

iar ξ și β se iau din tabelul 1.8 în funcție de $\cos \gamma$.

Tabelul 1.8

Valorile lui ξ și β

$\gamma°$	90	80	70	60	50	40	30	20	10	0
$\cos\gamma$	0	0,174	0,342	0,5	0,643	0,766	0,866	0,94	0,985	1
ξ	1	1,128	1,284	1,486	1,754	2,136	2,731	3,778	6,612	∞
β	1	0,893	0,802	0,717	0,641	0,567	0,493	0,408	0,319	0

$$\cos\gamma = \frac{\left(1+\frac{D_1}{D_2}\right)-\left(\frac{D_1}{D_3}+\frac{D_1}{D_4}\right)}{\left(1+\frac{D_1}{D_2}\right)+\left(\frac{D_1}{D_3}+\frac{D_1}{D_4}\right)}$$

În cazul contactului sferă pe sferă,

$$\xi=1;\quad \beta=1 \quad \text{și} \quad \delta=\frac{2}{1+\frac{D_1}{D_2}}.$$

Introducînd aceste valori în relația (1.10) se regăsește relația (1.9).
În cazul contactului sferă pe plan:

$$\xi=1;\ \beta=1;\ \delta=1.$$

La contactul a doi cilindri, lățimea e a dreptunghiului de contact este (fig. 1.5, *b*):

$$e=3{,}04\sqrt{\frac{Q\rho}{B\cdot E}}, \tag{1.12}$$

unde B este lungimea cilindrilor.
În acest caz:

$$p_{max}=\frac{4}{\pi}\cdot\frac{Q}{B\cdot e}, \tag{1.13}$$

iar $\sigma_{k\,max}$ devine:

$$\sigma_{k\,max}=0{,}418\sqrt{\frac{Q\cdot E}{B\cdot\rho}}, \tag{1.14}$$

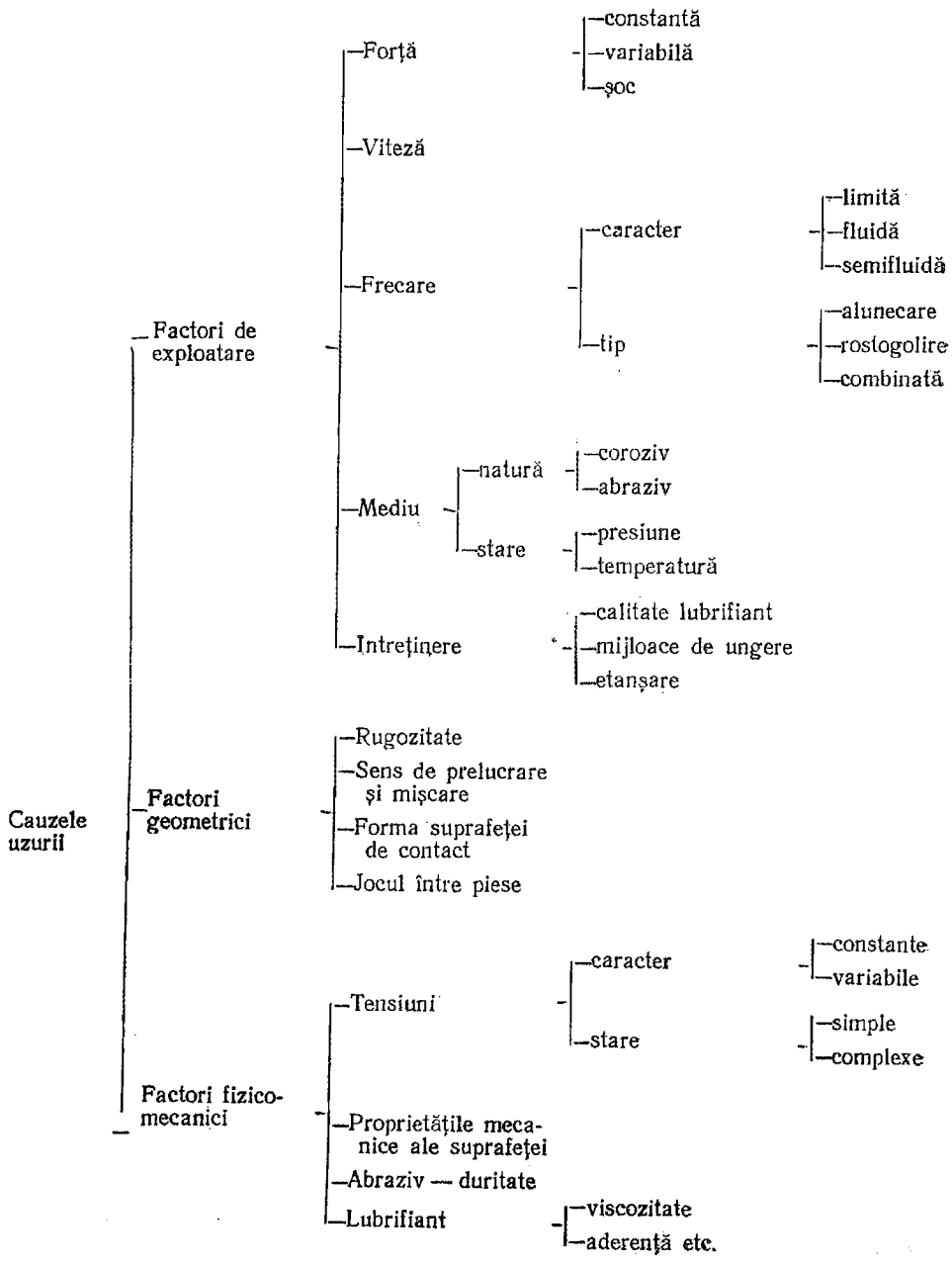
1.3.6. **Rezistența la uzare.** Solicitarea de contact dintre suprafețe în mișcare relativă are drept efect principal uzura.

Uzura este procesul de modificare treptată a dimensiunilor unei piese, proces care se produce la suprafața piesei și are loc datorită frecării.

Uzura se produce în trei etape: rodajul (perioada de ajustare a pieselor), perioada de uzură lentă (funcționarea normală a piesei) și perioada uzurii accentuate (cînd jocurile au crescut foarte mult dînd naștere la șocuri și o funcționare defectuoasă).

Tabelul 1.9

Factorii care influențează procesul de uzare



Asupra producerii procesului de uzură influențează un complex de factori, care sînt sistematizați în tabelul 1.9.

Uzura reduce durabilitatea mașinilor datorită următoarelor cauze:

a) piesele uzate își pierd precizia cerută (de exemplu: scule, dispozitive);

b) scade randamentul (de exemplu: pierderile de la motoare termice cu cilindrii și segmenții uzați);

c) scade capacitatea portantă prin reducerea secțiunii și pierderea formei corecte a piesei, cresc frecările (duce și la scăderea randamentului) din cauza modificării stării suprafeței;

d) funcționarea este însoțită de vibrații și șocuri și, ca urmare, de zgomot; totodată șocurile produc solicitări suplimentare.

Uzura poate fi: abrazivă, prin gripare, prin coroziune și prin oboseală superficială (*pitting*); la mașini hidraulice mai apare și uzura prin cavitație.

Uzura abrazivă se produce datorită acțiunii de tăiere la care participă fie asperitățile suprafeței, fie alte particule dure provenite din uzură sau din exterior.

Măsuri de împiedicare și limitare a uzurii abrazive:

— suprafețe dure și cu rugozitate mică;
— ungere corespunzătoare;
— etanșare corespunzătoare;
— exploatare și întreținere îngrijite (filtre, înlocuirea lubrifiantului la timp etc.);
— înlocuirea frecării de alunecare prin frecare de rostogolire.

Se utilizează și mijloace constructive de compensare a uzurii (lagăre reglabile; apăsarea unor piese prin arc pentru compensarea uzurii etc.).

Dacă pe suprafețele în contact apar corpuri străine (praf, nisip etc.) este preferabil a avea ungere; de asemenea se va căuta ca unul din corpurile în contact să fie moale, putînd încorpora corpurile străine.

Pentru piese de amestecat paste de materiale de construcție (pastă de cărămizi, de exemplu) se pot utiliza, pe lîngă unele oțeluri aliate, și fonte cu mangan (3,1% C; 1,6% Mn eventual cu 1,0% Mo), care prezintă o mare rezistență la uzură.

Fenomenul fiind foarte complicat, nu există încă metode de calcul a pieselor la uzură abrazivă. Există însă unele date experimentale, e drept puține la număr, care permit stabilirea durabilității unei piese din punctul de vedere al uzurii pe baza coeficientului de uzură c_u. Acesta reprezintă cantitatea de material îndepărtat prin uzură δ pe unitate de energie de frecare E_f ($E_f = P_f h$, unde P_f este puterea pierdută prin frecare și h — timpul):

$$c_u = \frac{\delta}{E_f}.$$

Dacă pentru o anumită piesă dintr-un anumit material, în anumite condiții de funcționare acest coeficient se determină experimental, se poate calcula timpul după care uzura va fi atît de mare, încît funcționarea piesei nu va mai fi posibilă.

Aceasta este desigur un calcul cu totul empiric și aproximativ.

Griparea (uzura prin aderență) constă din formarea de puncte (zone) de sudură (de aderență) a celor două suprafețe în mișcare relativă, datorită creșterii locale bruște a temperaturii.

Este un fenomen accidental, provocat de obicei de întreruperea ungerii.

In cazul lagărelor având cuzineți căptușiți cu materiale de antifricțiune cu temperatură de topire joasă, la ungere insuficientă în locul gripării se produce topirea cuzinetului.

Măsuri de evitare a gripării :

— utilizarea de uleiuri cu adaosuri (aditivi) care măresc aderența dintre ulei și suprafața metalică, împiedicînd întreruperea stratului de lubrifiant și deci griparea ;

— suprafețe de frecare netede ;

— întreținerea atentă a instalației de ungere pentru asigurarea unei ungeri continue (v. și cap. *Lagăre*).

Uzura prin coroziune este rezultatul reacției chimice între suprafețele pieselor cu apa, oxigenul sau unele produse chimice din lubrifianți.

La fenomenul de coroziune pericolul îl prezintă difuzarea agentului coroziv în rețeaua atomică. Uzura corozivă este intensificată de uzura abrazivă și de variația solicitării.

Uzura prin coroziune se produce adesea pe suprafețele unde vin în contact două piese (în special la îmbinări prin strîngere), cînd se numește uzură de contact.

Mijloace de prevenire :

— acoperirea suprafețelor expuse coroziunii cu straturi de protecție rezistente la coroziune ;

— utilizarea de materiale anticorosive ;

— neutralizarea substanțelor corodante.

Uzura prin obosirea stratului superficial (ciupire-pitting) constă în distrugerea suprafețelor pieselor datorită presiunilor de contact variabile, cînd se pot produce pe suprafața piesei microfisuri, care sub acțiunea lubrifiantului și a tensiunilor tangențiale se lărgesc și se dezvoltă în ciupituri (*pitting*).

Uzura prin obosire superficială poate fi evitată sau redusă prin :

— durificarea suprafețelor ;

— utilizarea de lubrifianți vîscoși și prin unele adaosuri în lubrifiant.

Uzura prin cavitație se produce în special în mașini hidraulice, datorită scăderii bruște a presiunii pe suprafața unor piese (palete).

1.3.7. **Rigiditatea.** Este proprietatea pieselor de a se opune modificării formei lor sub acțiunea forțelor sau a momentelor exterioare.

Adesea organele de mașini se dimensionează pentru tensiuni mult mai mici decît cele admisibile, pentru a asigura astfel o rigiditate suficientă. Rigiditatea joacă un rol foarte important, întrucît adesea de aceasta depinde buna funcționare a unui ansamblu sau a unei mașini : de exemplu, rigiditatea arborilor condiționează buna funcționare a motoarelor electrice, a angrena-

jelor, a lagărelor etc. Deosebit de importantă este rigiditatea pieselor de mașini-unelte, aceasta fiind determinantă pentru precizia prelucrării.

Pentru aprecierea rigidității se utilizează noțiunea de *coeficient de rigiditate* c_r, care reprezintă raportul între sarcina exterioară și deformația care-i corespunde.

La întindere sau compresiune coeficientul de rigiditate este:

$$c_r = \frac{F}{\Delta} = \frac{E \cdot A}{l} = const.; \tag{1.15}$$

la torsiune:

$$c_r = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{G \cdot J_p}{l} = const.;$$

la încovoiere:

$$c_r = \frac{M_i}{f} = const.$$

Relațiile de mai sus sînt valabile în cazul unei dependențe rectilinii a deformației de sarcină.

În general:

$$c_r = \frac{dF}{d\Delta} = const., \text{ sau } c_r = \frac{dM}{d\varphi} = const. \tag{1.16}$$

Calculul la rigiditate constă în determinarea lungirii, săgeții, a unghiului de înclinare sau de răsucire și compararea acestora cu valorile limită la care funcționarea este încă posibilă. Astfel, la arbori montați pe rulmenți radiali cu bile, înclinarea maximă a arborelui în dreptul rulmentului poate fi 0,008 radiani; la arborii motoarelor electrice săgeata maximă este limitată de mărimea întrefierului etc.

Deformația se calculează cu relațiile din tabelul 1.5, cu cele din *Cursul de rezistență* sau grafic, în cazuri de încărcare mai complexe și arbori cu secțiunea variabilă.

O problemă oarecum legată de rigiditate este *stabilitatea*. Este cazul pieselor lungi și subțiri solicitate la compresiune axială, a plăcilor și pieselor tubulare cu pereți subțiri etc., cum sînt, de exemplu, șuruburile de mișcare, tijele și bielele, carcasele și batiurile de mașini, unele construcții metalice etc.

În construcția de mașini, stabilitatea este de obicei o problemă de flambaj. În acest caz, relațiile de calcul sînt cele indicate în tabelul 1.10.

Mărirea rigidității și a stabilității organelor de mașini se poate realiza prin următoarele măsuri, care rezultă din analiza relațiilor de calcul ale rigidității și stabilității:

a) reducerea la minimum a distanțelor de la forțe la reazeme;

b) utilizarea de secțiuni ușoare de rigiditate mărită (tuburi, profiluri cheson, profiluri H; I etc.);

c) mărirea secțiunii pieselor.

Tabelul 1.10

Relații de calcul la flambaj

	Domeniul elastic	Domeniul elastic-plastic
Tensiunea critică de flambaj	$\sigma_{cr}=\frac{\pi^2 \cdot E \cdot i_{min}}{l_f^2}$	$\sigma_{cr}=c_0+c_1\lambda-c_2\lambda^2$

$l_f=\alpha l$ — lungimea de flambaj;
$\alpha=1$ — dublă articulație;
$\alpha=2$ — un capăt liber, celălalt încastrat;
$\alpha=0{,}7$ — un capăt articulat, celălalt încastrat;
$\alpha=0{,}5$ — dublă încastrare

$$i_{min}=\sqrt{\frac{I_{min}}{A}};\quad \lambda=\frac{l_f}{i_{min}}.$$

c_0, c_1, c_2 — coeficienți care depind de felul oțelului.

În încheiere trebuie arătat că *hotărîtoare pentru rigiditatea unei piese nu este calitatea oțelului, întrucît modulul de elasticitate variază foarte puțin cu tipul oțelului,* ci mărirea rigidității se realizează, așa cum s-a arătat, prin diferite măsuri constructive.

1.3.8. **Rezistența la temperaturi ridicate.** Datorită mișcării relative cu frecare piesele se încălzesc. Totodată, o seamă de mașini prin specificul lor lucrează la temperaturi ridicate (cazane, turbine cu aburi, motoare cu ardere internă etc.). În asemenea cazuri se pune problema rezistenței organelor de mașini la temperaturi ridicate.

Problema se pune pentru piese de oțel la temperaturi peste 400°; la piese de material plastic și la unele aliaje de metale neferoase chiar sub 100 °C. Cu creșterea temperaturii scade rezistența la rupere și la oboseală; se produc, de asemenea, deformații termice, care împiedicate produc solicitări suplimentare. Totodată, la temperaturi ridicate se modifică ajustajul pieselor.

De aceea, la dimensionarea unor organe de mașini, trebuie efectuat adesea și un calcul termic, reprezentînd calculul temperaturii care apare la stabilirea echilibrului termic. Scriind egalitatea dintre energia termică produsă într-o unitate de timp datorită frecării și aceea care poate fi evacuată prin conducție, convecție și radiație se obține o egalitate care permite calculul creșterii de temperatură Δt (v. cap. *Lagăre* și *Reductoare*).

La temperaturi ridicate se produce fenomenul de fluaj, care devine criteriul de bază la dimensionarea pieselor de oțel ce lucrează la temperaturi înalte (peste 400...500 °C). În asemenea cazuri, piesele se dimensionează astfel încît deformația să nu depășească o anumită valoare după un anumit timp de funcționare.

La piesele care lucrează la temperaturi joase se pune problema rezistenței la asemenea temperaturi, cînd la unele materiale apare pericolul de fragilizare la temperaturi joase.

1.3.9. **Evitarea vibrațiilor și a zgomotului.** Astăzi, cu creșterea continuă a vitezelor, problema evitării vibrațiilor și a zgomotului devine tot mai actuală. De aceea calculul și verificarea organelor de mașini și în special a ansamblurilor și mașinilor la vibrații prezintă o deosebită importanță practică.

Vibrațiile pot deveni extrem de periculoase atunci cînd se produce fenomenul de rezonanță, cînd frecvența oscilațiilor proprii ale mașinii sau ale pieselor sale componente devine egală cu frecvența forțelor exterioare.

Evitarea vibrațiilor și a rezonanței se obține prin realizarea unei construcții a cărei frecvență proprie să fie cît mai îndepărtată de frecvența forțelor sau a momentelor exterioare. În cazul cînd aceasta nu este posibilă, se utilizează sisteme de amortizare a vibrațiilor.

1.4. MATERIALE FOLOSITE ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

1.4.1. **Principiile alegerii materialelor.** Alegerea materialului potrivit cere de la constructor cunoștințe multilaterale privind materialele de calități extrem de variate folosite în construcția de mașini.

Dacă acum 50 de ani se folosea un număr restrîns de materiale și de calități (mărci) ale acestora, astăzi numărul lor a sporit foarte mult, ceea ce a dus la îmbunătățirea caracteristicilor lor fizico-mecanice. Astfel, rezistența la rupere a oțelului a crescut de la 400...500 N/mm^2, pînă la 2 000 N/mm^2, iar la fontă de la 100...120 N/mm^2 la 500...600 N/mm^2 și chiar mai mult. A apărut o varietate mare de materiale noi, de calități deosebite, ca: fonta modificată și cea cu grafit nodular, oțeluri inoxidabile, materiale sinterizate (metalo-ceramice), materiale plastice etc.

Dezvoltarea construcției de mașini a stimulat procesul de apariție a noilor materiale. Astfel avionul a cerut materiale ușoare de înaltă rezistență, pistonul — materiale ușoare cu coeficient de dilatare mic, motoarele cu reacție și rachetele — materiale rezistente la temperaturi ridicate etc.

La alegerea unui material pentru o anumită piesă este bine să existe mai multe variante, pentru a putea alege soluția care corespunde cel mai bine scopului urmărit.

Există o anumită experiență în ceea ce privește materialele corespunzătoare pentru un anumit organ de mașină. Astfel șuruburile se execută de obicei din OL 38, arborii din OL 50 și OL 60, arcurile din oțel arc și cauciuc etc.

Dacă se pune problema alegerii unui material, trebuie analizate atît condițiile de funcționare și durabilitate, cît și condițiile tehnologice (numărul de piese, tehnologia de fabricație și costul).

De exemplu, caroseria unui automobil se poate executa din tablă de oțel, aliaje ușoare, lemn, lignofol sau materiale sintetice. Alegerea materialului

optim depinde de condițiile care se impun, dintre care, așa cum s-a arătat, greutatea și costul minim sînt hotărîtoare.

Pentru a compara două materiale din punctul de vedere al greutății piesei care se obține se utilizează noțiunea de *caracteristica materialului* care reprezintă un raport între greutatea specifică și o caracteristică de rezistență $(\sigma_r, \sigma_c, \sigma_{ob})$ — $K_m = \frac{\gamma}{\sigma}$.

Pornind de la faptul că raportul secțiunilor (modulelor de rezistență) unei piese din două materiale diferite este:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{\sigma_{a_2}}{\sigma_{a_1}}, \text{ respectiv: } \frac{W_1}{W_2} = \frac{\sigma_{a_2}}{\sigma_{a_1}}, \tag{1.17}$$

și considerînd că se admit aceiași coeficienți de siguranță se obține:

$$\sigma_{a_1} = \frac{\sigma_{r_1}}{c}, \quad \sigma_{a_2} = \frac{\sigma_{r_2}}{c},$$

respectiv: (1.18)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{c}, \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{ob}}{c} \text{ etc,}$$

de unde rezultă:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{\sigma_{r_2}}{\sigma_{r_1}}; \quad \frac{A_1}{A_2} = \frac{\sigma_{c_2}}{\sigma_{c_1}}; \quad \frac{A_1}{A_2} = \frac{\sigma_{ob_2}}{\sigma_{ob_1}}. \tag{1.19}$$

Raportul greutăților celor două piese la unitatea de lungime este:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\gamma_1 A_1}{\gamma_2 \cdot A_2}. \tag{1.20}$$

Înlocuind raportul $\frac{A_1}{A_2}$ din relația (1.19) rezultă pentru piese supuse la întindere și compresiune:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{\sigma_{r_2}}{\sigma_{r_1}} = \frac{\frac{\gamma_1}{\sigma_{r_1}}}{\frac{\gamma_2}{\sigma_{r_2}}} = \frac{k_{m_1}}{k_{m_2}}, \tag{1.21}$$

adică compararea greutăților unor piese executate din materiale diferite se poate efectua prin intermediul caracteristicilor materialelor respective.

Pentru piese supuse la încovoiere și torsiune de secțiuni asemenea raportul modulelor de rezistență este:

$$\frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^{3/2}, \tag{1.22}$$

iar pe baza celor de mai sus (relația 1.19),

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\sigma_{i_2}}{\sigma_{i_1}} = \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^{3/2}$$

rezultă :

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{A_1}{A_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \left(\frac{\sigma_{i_2}}{\sigma_{i_1}}\right)^{2/3},$$

sau

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\gamma_1}{\sigma_{i_1}{}^{2/3}} : \frac{\gamma_2}{\sigma_{i_2}{}^{2/3}}. \tag{1.23}$$

Din compararea relațiilor (1.21) și (1.23) se vede că rezistența materialului influențează în mai mare măsură greutatea piesei în cazul întinderii și compresiunii decît în cazul încovoierii și torsiunii.

În cazul cînd hotărîtoare pentru o anumită piesă este rigiditatea se utilizează noțiunea de caracteristică a rigidității :

$$K_r = \frac{\gamma}{E}.$$

În cazul întinderii, două piese din materiale diferite au aceeași rigiditate dacă $c_{r_1} = c_{r_2}$ [v. (1.15)].

$$c_{r_1} = \frac{F_1}{\Delta_1}; \qquad c_{r_2} = \frac{F_2}{\Delta_2},$$

sau :

$$\frac{E_1 A_1}{l} = \frac{E_2 A_2}{l},$$

de unde :

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\gamma_1 \cdot A_1}{\gamma_2 \cdot A_2} = \frac{\gamma_1 \cdot E_2}{\gamma_2 \cdot E_1} = \frac{\frac{\gamma_1}{E_1}}{\frac{\gamma_2}{E_2}} = \frac{K_{r1}}{K_{r2}}. \tag{1.24}$$

Calitatea locală. Datorită condițiilor contradictorii care se impun materialelor, astăzi este foarte dificil și foarte costisitor să se găsească un material care să corespundă tuturor condițiilor cerute. Din această cauză, se răspîndește din ce în ce mai mult așa-numita metodă a *calității locale*. Pentru înțelegerea acestei noțiuni fie, de exemplu, materialul necesar pentru execuția paletei unei turbine hidraulice. Ei i se cere rezistență mecanică și rezistență la coroziune. Din această cauză se folosește pentru fabricarea ei oțel aliat anticorosiv, cu mult nichel, deci scump, deficitar și totodată greu de prelucrat.

La construcția unor hidrocentrale s-a înlocuit oțelul anticorosiv prin oțel carbon obișnuit și deoarece coroziunea afectează numai suprafața paletei (local), aceasta s-a metalizat. Ca rezultat, timpul de prelucrare s-a redus la jumătate și prețul de cost la 30% din prețul de cost al paletei din oțel aliat.

Roțile dințate din automobile, tractoare, avioane, trebuie să suporte sarcini foarte mari la dimensiuni minime. Deoarece suprafața dintelui trebuie să

reziste la presiunea de contact, baza dintelui la oboseală, iar corpul roții este supus unor solicitări foarte reduse, este suficient să se călească superficial dintele pentru a-i mări rezistența superficială și să se creeze tensiuni interne de compresiune în baza dintelui pentru a-i mări rezistența la oboseală. Și aici efectul se obține prin modificări locale ale caracteristicilor materialului.

Interesantă din acest punct de vedere este evoluția cuzineților lagărelor de motoare de avion. Inițial s-au utilizat cuzineți de bronz. Cu creșterea vitezelor, în cuzinetul de bronz s-a turnat un strat de compoziție cu mai bune caracteristici de antifricțiune, dar cu caracteristici mecanice slabe. Bronzul fiind deficitar, s-a înlocuit cuzinetul de bronz cu unul de oțel sau fontă, iar aderența compoziției la oțel s-a asigurat prin măsuri constructive (canale în coadă de rîndunică, de exemplu, sau printr-un strat galvanic intermediar de cupru). Împreună cu vitezele au crescut însă și solicitările, ajungînd la presiuni de peste 20 N/mm^2 și viteze periferice de 50 m/s și mai mult. In aceste condiții, compoziția cu o limită de curgere joasă și cu o rezistență la oboseală care scade cu temperatura nu a mai putut face față. S-a înlocuit atunci compoziția prin bronz cu plumb, care are caracteristici mecanice mai bune decît compoziția, în schimb este dur și uleiul aderă slab la el.

In această situație s-a recurs din nou la metoda „calității locale". In stratul de bronz cu plumb s-au presat canale longitudinale și transversale, obținîndu-se o suprafață striată. Turnîndu-se compoziția în locașurile obținute, rezultă o suprafață ca o rețea în care alternează, ca într-o sită, suprafețe de bronz cu plumb cu suprafețe de compoziție, combinîndu-se astfel calitățile superioare de rezistență ale bronzului cu plumb cu cele de antifricțiune ale compoziției.

Un alt exemplu interesant de utilizare a *proprietății locale* îl reprezintă cureaua compound (v. cap. *Transmisii prin curele*). Aceasta constă dintr-un strat de piele (stratul de aderență cu coeficient mare de frecare), un strat de material plastic poliamidic (strat de rezistență) și un strat superior de protecție. O asemenea curea are o capacitate portantă și o durabilitate de cîteva ori mai mare decît cureaua de piele sau cureaua cauciucată.

Se mai pot da asemenea exemple și din alte domenii : înlocuirea cuțitului de strung din oțel rapid cu cuțite din oțel carbon cu plăcuțe de aliaj dur ; acoperirea prin sudare a brăzdarelor de plug cu un strat de oțel dur, rezistent la uzură însă fragil etc.

La alegerea materialului se vor prefera *materialele standardizate* și se vor evita, pe cît posibil, materiale speciale a căror elaborare este dificilă și costisitoare. De asemenea este bine să se utilizeze într-o uzină un număr limitat de mărci de oțeluri, căci aceasta asigură o aprovizionare mai ușoară și permite punerea la punct a unor tratamente termice corespunzătoare, fără pericol de rebut.

1.4.2. **Materiale uzuale.** În construcția de mașini, alături de oțel (materialul cel mai frecvent folosit) se utilizează o varietate foarte mare de materiale, ca : fontă, materiale plastice, materiale ceramice, aliaje de metale neferoase, materiale sinterizate, cauciuc, azbest etc. În tabelul 1.11 se indică o clasificare a materialelor utilizate în construcția de mașini.

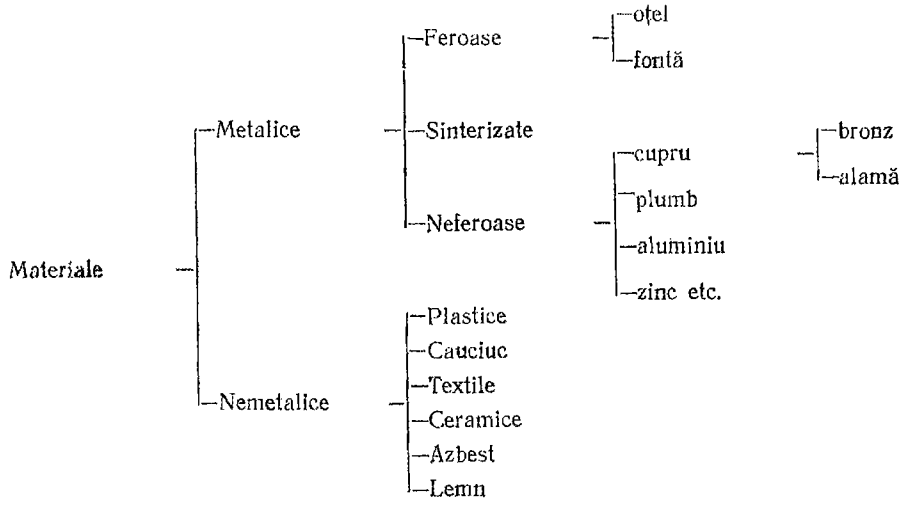
În genere, materialele se caracterizează prin proprietăți fizice și chimice și prin caracteristici mecanice și tehnologice.

În construcția de mașini prezintă o importanță deosebită *caracteristicile mecanice* ale materialelor, adică acele caracteristici care se obțin pe bază de încercări mecanice. Cele mai multe dintre ele sînt de obicei standardizate.

În tabelele 1.12 ... 1.15 se indică caracteristicile mecanice ale oțelurilor, iar în tabelele 1.16 și 1.17 caracteristicile mecanice ale fontelor standardizate, utilizate în construcția de mașini.

Tabelul 1.11

Clasificarea materialelor utilizate în construcția de mașini



În tabelele 1.18 ... 1.20 se indică caracteristicile mecanice ale unor metale și aliaje de metale neferoase standardizate.

1.5. INDICAȚII GENERALE PRIVIND STABILIREA RAȚIONALĂ A FORMEI ORGANELOR DE MAȘINI

1.5.1. **Introducere.** La realizarea unei mașini și a pieselor sale componente trebuie să se țină seama, pe de o parte, de funcționarea, întreținerea și exploatarea mașinii, pe de altă parte de calitățile materialului utilizat și de tehnologia de fabricație adoptată. Numai dacă se ține seama de influența reciprocă a acestor factori se poate realiza o construcție corespunzătoare și totuși ieftină.

Tabelul 1.12

Oțeluri carbon obișnuite (STAS 500-63)

Marca oțelului	Rezistența la tracțiune σ_r N/mm²		Limita de curgere [1] σ_c *min* N/mm²			Alungirea la rupere δ_5 *min* %	σ_{-1} *t* N/mm²	σ_{-1} N/mm²	τ_{-1} N/mm²
			I	II	III		Pentru ∅ 8···16 mm		
OL 32 OL 32 s	320...400		—	—	—	33	—	—	—
OL 34 OL 34 s	340...420		220	200	190	31	120	170	95
OL 38	380...470	380...400 410...430 440...470	240	220	210	27 26 25	—	—	—
OL 38 s OL 38 k	380...470	380...400 410...430 440...470	240	230	220	27 26 25	135	185	105
OL 42 OL 42 s OL 42 k	420...520	420...440 450...480 490...520	260	250	240	25 24 23	145	200	115
OL 50 s OL 50 k	500...620	500...530 540...570 580...620	280	270	260	21 20 19	175	240	140
OL 60 k	600...720	600...630 640...670 680...720	310	300	300	16 15 14	200	280	160
OL 70 k	minimum 700	700...740 peste 740	—	—	—	11 10	230	330	190
OL 00 A	minimum 320		—	—	—	18	120...150	160...220	80...120

k — pentru oțel elaborat calmat ; s — pentru oțel elaborat semicalmat ; A — cu garantarea caracteristicilor mecanice

[1]) col. I : profiluri pline cu grosimea pînă la 40 mm ; col. II : profiluri pline cu grosimea peste 40 mm ; col. III : profiluri pline cu grosimea peste 100 mm.

Tabelul 1.13

Oțeluri carbon de calitate și oțeluri carbon superioare (STAS 880-66)

Oțelul	Clasa	Marca	Starea N-norm. Î-îmb.	C %	Caracteristici mecanice minime								
					σ_c N/mm²	σ_r N/mm²	δ_5 %	Z %	KCU 30/2 Nm/cm²	HB Stare laminată	σ_{-1t} N/mm²	σ_{-1} N/mm²	τ_{-1} N/mm²
											Pentru ∅ 8···16 mm		
Carbon de calitate	Cementare	OLC 10	N	0,07...0,14	210	350	31	55	—	137	120...150	160...220	80...120
		OLC 15	N	0,12...0,19	230	390	27	50	—	143	120...160	170...220	85...130
	Îmbunătățire	OLC 25	N	0,22...0,29	280	460	24	45	—	170	140...160	190...240	100...120
			Î		310	500	22	45	80	—	—	220...270	120...170
		OLC 35	N	0,32...0,39	320	540	21	40	—	187	180...190	260...330	140
			Î		360	580	19	40	70	—	—	320...440	—
		OLC 45	N	0,42...0,50	360	620	18	35	—	229	200...220	270...350	160...170
			Î		400	660	17	35	60	—	—	320...440	—
		OLC 55	N	0,52...0,60	400	680	14	35	—	225	—	—	—
			Î		440	730	14	35	50	—	—	—	—
		OLC 60	N	0,57...0,65	410	710	14	30	—	255	230...260	300...360	190...200
			I		460	750	13	30	40	—	—	380...460	—
Carbon superior	Îmbunătățire	OLC 25 X	Î	0,23...0,28	330	510	22	50	100	170	—	—	—
		OLC 35 X	Î	0,33...0,38	370	590	19	45	90	187	—	—	—
		OLC 45 X	Î	0,43...0,48	420	670	18	40	80	229	—	—	—
		OLC 55 X	Î	0,52...0,57	450	740	14	40	60	255	—	—	—
		OLC 60 X	Î	0,58...0,63	480	760	13	35	50	255	—	—	—

În condițiile fabricației de masă, ale marii varietăți de materiale existente și de posibilitățile de execuție, alegerea soluției celei mai economice joacă un rol hotărîtor. De aceea, soluția optimă nu se poate obține decît *printr-o strînsă colaborare între constructor, tehnolog* și alți specialiști din uzină.

1.5.2. **Influența economicității asupra formei piesei.** Prima condiție este desigur cea funcțională, piesa trebuind să-și îndeplinească în mod corespunzător funcția. Abia după ce *condiția de calitate* este asigurată se poate pune problema economicității.

Pentru asigurarea acestui deziderat există mai multe soluții, ca:

a) utilizarea de piese și semifabricate standardizate și tipizate;

b) reducerea consumului de material prin utilizarea construcțiilor ușoare;

c) realizarea de piese cu posibilități de montaj și transport mai ușoare;

d) evitarea materialelor scumpe și deficitare;

e) reducerea consumului de manoperă prin alegerea tehnologiei celei mai corespunzătoare și prin mărirea numărului de piese identice, tipizînd pe cît posibil piesele necesare construcției agregatului respectiv.

Standardizarea joacă un rol primordial în construcția de mașini. Ea delimitează numărul de tipuri, dimensiuni, materiale etc.

Există standarde naționale obligatorii pentru toate instituțiile și uzinele din țară și norme interne obligatorii numai în cadrul unor anumite uzine, instituții, ministere.

Tabelul 1.14, a

Oțeluri aliate și oțeluri aliate superioare pentru construcții de mașini (STAS 791-66). **Oțeluri pentru cementare**

Marca oțelului	Tratament termic**	Dimensiunea probei Ø mm	Caracteristici mecanice minime				
			Limita de curgere $\sigma_{0,2}$ N/mm²	Rezistența la tracțiune σ_r N/mm²	Alungirea la rupere δ_5 %	Gîtuirea la rupere Z %	Reziliența KCU 30/2 Nm/cm²
15 CO 8	CCr	30	450	650	13	45	70
18 MC 10	Cr	30	700	850	10	45	70
21 TMC 12	CCr	30	800	950	10	50	80
28 TMC 12	CCr	30	1 100	1 300	9	45	60
13 CN 30*	CCr	30	700	900	12	55	100
15 CN 15*	Cr	30	800	950	13	45	90
18 MoCN 06*	Cr	30	600	800	13	50	100
18 MoCN 13*	Cr	30	700	900	11	50	100
15 MoMC 12*	CCr	30	600	800	10	45	70
21 MoMC 12*	CCr	30	800	1 050	8	40	70
20 MoN 35*	CCr	30	800	950	10	50	90

* Mărcile de oțel marcate cu asterisc se pot elabora fie ca *oțeluri aliate*, fie ca *oțeluri aliate superioare*; cînd se elaborează ca oțeluri aliate superioare, se adaugă la sfîrșitul simbolizării litera x.

** C=călire simplă; CC=călire dublă; r=revenire joasă.

Tabelul 1.14, b

Oțeluri aliate și oțeluri aliate superioare pentru construcții de mașini (STAS 791-66). Oțeluri pentru îmbunătățire

Marca oțelului	Tratament termic**	Grosimea produselor												
		17...40 mm								41...100 mm				
		Caracteristici mecanice minime												
		$\sigma_{0,2}$	σ_r	δ_5	Z	KCU 30/2 Nm/cm²	σ_{-1f}	σ_{-1}	τ_{-1}	$\sigma_{0,2}$	σ_r	δ_5	Z	KCU 30/2
							pentru ∅ 8...16 mm							
		N/mm²		%			N/mm²			N/mm²		%		
40 C 10	CR	750	950	10	45	60	250	350...480	225	650	850	11	50	60
40 BC 10	CR	700	900	12	50	90	—	—	—	600	800	14	55	90
35 M 16	CR	500	700	14	50	80	—	—	—	450	650	14	50	80
38 SC 15	CR	800	950	12	50	80	—	—	—	700	850	14	55	80
35 MS 12	CR	650	850	15	46	70	—	—	—	550	750	16	45	70
50 VC 11	CR	800	950	10	40	70	—	360...440	200...250	750	900	11	45	70
41 VMoC 17*	CR	850	1 050	10	45	70	—	—	—	750	1 000	11	50	70
33 MoC 11*	CR	650	850	12	50	80	—	380...500	210...390	550	750	13	50	80
41 MoC 11*	CR	700	900	11	50	80	—	460...550	340	600	800	11	55	80
41 CN 12*	CR	800	950	11	45	70	—	—	—	700	850	12	50	70
36 MoCN 10*	CR	750	950	11	50	90	—	—	—	650	850	12	55	90
34 MoCN 15*	CR	900	1 100	11	50	80	—	—	—	800	1 000	11	50	80
30 MoCN 20*	CR	1 000	1 200	10	45	70	—	—	—	900	1 100	10	50	70
38 MoCA 09*	CR	800	950	14	50	90	—	—	—	700	850	15	55	90

* Mărcile de oțel marcate cu asterisc se pot elabora fie ca *oțeluri aliate*, fie ca *oțeluri aliate superioare*; cînd se elaborează ca oțeluri aliate superioare se adaugă la sfîrșitul simbolizării litera x.

** C=călire simplă; R=revenire înaltă.

Tabelul 1.15

Oțel carbon turnat în piese (STAS 600-65)

Marca	σ_r N/mm² min	σ_c N/mm² min	δ_5 % min	Z % min	KCU 30/2 Nm/cm² min	HB min	σ_{-1t} N/mm²	σ_{-1} N/mm²	τ_{-1} N/mm²
							Pentru ∅ (8···16) mm		
OT 40-3	400	200	24	35	50	110	105	160	90
OT 45-3	450	240	21	30	40	124	115	180	100
OT 50-3	500	280	18	25	35	138	130	200	110
OT 55-3	550	320	15	20	30	153	145	220	120
OT 60-3	600	350	12	18	25	169	155	240	135

Tabelul 1.16

Fontă cenușie turnată în piese (STAS 568-61)

Marca	Grosimea peretelui piesei, mm	Rez. la tracțiune σ_r N/mm²/min	Duritatea HB
Fc 10	8...15 15,1...30 30,1...50	120 100 70	153...229
Fc 15	8...15 15,1...30 30,1...50	170 150 120	170...229
Fc 20	8...15 15,1...30 30,1...50	220 200 170	180...241
Fc 25	8...15 15,1...30 30,1...50	270 250 220	170...241
Fc 30	8...15 15,1...30 30,1...50	— 300 250	192...241
Fc 35	8...15 15,1...30 30,1...50	— 350 300	207...269

Tabelul 1.17

Fontă cu grafit nodular turnată în piese (STAS 6071-64)

Structura predominantă	Marca	Rez. la tracţiune σ_r N/mm²	Alung. δ_5 %	Limita de curgere σ_c N/mm²	Rezilienţa Nm/cm² KCU 30/2	Duritatea HB
Ferită	Fgn 40-5	400	5	300	20	156...197
	Fgn 40-10	400	10	300	30	156...197
	Fgn 45-5	450	5	350	20	160...240
Perlită	Fgn 45-0	450	—	360	—	187...255
	Fgn 50-1,5	500	1,5	380	15	187...255
	Fgn 60-2	600	2	420	15	210...300
	Fgn 70-2	700	2	500	20	230...320

Tabelul 1.18

Bronz cu staniu pentru turnătorie (STAS 197-60)

Simbol	Rezistenţă σ_r N/mm²	Alungire δ_5 %	Duritate HB10/500/30
Bz 14 T	200	2	85
Bz 12 T	200	6	80
Bz 10 T	200	10	60
Bz 9 ZnT	200	8	60
Bz 6 ZnT	150	8	60
Bz 4 ZnT	150	5	55
Bz 3 ZnT	180	8	55

Standardizarea prezintă următoarele avantaje:

a) creşte necesarul de piese de un anumit tip, ceea ce permite introducerea unei fabricaţii cu o tehnologie bine pusă la punct, mergînd pînă la automatizare;

b) prin standardizarea calităţii şi a condiţiilor de recepţie se îmbunătăţeşte calitatea produselor;

Tabelul 1.19

Alamă turnată în blocuri și piese (STAS 199-65)

Grupa	Simbolul	Felul turnării	Rez. de rupere la tracțiune σ_r N/mm²/min	Alungirea relativă la rupere δ_5 % min	Duritatea Brinell HB10/500/30 min
Alame obișnuite pentru turnătorie	Am T 59	Centrifugal	200	20	80
	Am T 66 (Am T 0)	Nisip	—	—	—
	Am T 67 (Am T 1)	Nisip	180	20	40
Alame speciale pentru turnătorie	Am XT 0	Sub presiune	300	8	90
	Am XT 1	Sub presiune	350	15	100
	Am XT 2	Cochilie	350	8	80
		Nisip	250	10	70
	Am XT 3	Cochilie	400	10	90
		Nisip	350	15	80
	Am XT 4	Cochilie	500	10	100
		Nisip	450	15	100
	Am XT 5	Nisip	650	6	180

c) se ieftinește produsul respectiv ;

d) se simplifică proiectarea și construcția mașinilor, pentru că piesele standardizate nu mai trebuie proiectate și desenate ;

e) se ușurează exploatarea și întreținerea mașinilor, întrucît înlocuirea pieselor uzate este simplă.

1.5.3. **Influența solicitărilor asupra formei.** Deoarece piesele trebuie să reziste la diferite solicitări (ele s-au analizat mai sus — § 1.3), la proiectarea formei acestora se vor lua următoarele măsuri pentru reducerea influenței solicitărilor :

l) Evitarea unor solicitări greu de determinat. Astfel, se vor evita construcțiile static nedeterminate. La mașini la care există pericolul supraîncărcărilor se vor prevedea dispozitive de siguranță și nu se vor dimensiona piesele la aceste supraîncărcări.

Tabelul 1.20

Aliaje de aluminiu turnate în piese (extras). (STAS 201-67)

Marca	Felul de turnare	Tratament termic aplicat*	Rezistenţă σ_r N/mm²	Alungire δ_5 %	Duritate HB10/1000/30 min
AT O	—	—	100	—	55
AT Cu 4	Amestec de formare	T 2	200	6	60
		T 3	220	3	70
	Cochilie	T 2	210	6	60
		T 3	200	3	70
AT Cu 8	Amestec de formare	—	140	0,5	55
	Cochilie	—	160	—	80
AT Cu 10	Amestec de formare	—	140	1	70
		T 1	150	—	80
		T 3	160	—	90
		T 4	170	—	100
AT Cu 4 Mg 2 Ni 2	Amestec de formare şi cochilie	T 3	180	1	90
		T 4	200	0,5	100
AT Si 7*	Amestec de formare	—	150	2	50
		T 3	230	3	56
		T 5	180	3	55
	Cochilie	—	160	2	60
		T 3	250	3	85
		T 5	200	2	65
AT Si 5 Cu 5	Amestec de formare	—	120	—	80
		T 4	130	—	80
	Amestec de formare	—	160	—	80
		T 1	170	—	90
		T 4	200	—	100
		T 2	250	8	70
AT Mg 9*	Cochilie	—	250	5	65
		T 2	260	8	70

* Aliajele însemnate se pretează la turnarea sub presiune T 1 — îmbătrînire; T 2 — călire; T 3 — călire şi îmbătrînire parţială; T 4 — călire şi îmbătrînire totală pînă la duritatea maximă; T 5 — călire şi revenire.

2) La sarcini variabile și cu șoc se vor utiliza îmbinări fără joc, eventual chiar pretensionate, pentru evitarea șocului la cursa de întoarcere. Ținînd seama că efectul șocului este cu atît mai redus cu cît drumul de deformare este mai mare, se vor utiliza în asemenea cazuri piese lungi și subțiri (de exemplu, șuruburi elastice de alungire — fig. 4.33).

3) La turații mari, piesele trebuie echilibrate utilizîndu-se construcții cît mai rigide ; se vor folosi, eventual, dispozitive de amortizare pentru reducerea vibrațiilor.

4) Pentru reducerea zgomotului se va prefera frecarea de alunecare celei de rostogolire (deci lagăre cu alunecare în loc de lagăre cu rulmenți, angrenaje melcate în locul angrenajelor cu dinți drepți etc.). De asemenea, se vor prefera în acest caz materiale cu capacitate de amortizare mai mare : fontă, materiale plastice, lemn etc.

5) La piese supuse uzării se vor alege împerecheri de materiale care asigură o uzură minimă, cît și o ungere corespunzătoare ; se vor asigura posibilități de eliminare a jocurilor în urma uzurii sau de înlocuire simplă și comodă a pieselor uzate.

1.5.4. **Influența întreținerii, exploatării și siguranței asupra formei.** Pentru *ușurarea manipulării* se vor prevedea manete și manivele cu poziții comode ; sînt de preferat butoanele. Se vor concentra piesele de manevră în dreptul mîinilor și picioarelor și cele de control în dreptul ochilor ; în limita posibilităților se va căuta ca să se poată executa cu o manetă mai multe manipulări, iar în dreptul manetei se va prevedea o schiță de manipulare.

De asemenea se va ușura controlul și întreținerea. În acest scop se va prevedea pe mașină un plan cu locurile care trebuie unse. Se va asigura o posibilitate de control a nivelului, a circulației și a temperaturii uleiului. Toate locurile de ungere vor fi bine etanșate și ușor accesibile.

Se va ține seama de pregătirea persoanelor care deservesc mașina. De exemplu, la utilaje de uz casnic se vor prevedea lagăre care nu necesită ungere.

La proiectarea unei piese trebuie să se țină seama de ce se poate întîmpla dacă piesa se defectează. Dacă există pericol pentru viața oamenilor, se va ține seama de aceasta la proiectare. Astfel, de exemplu, frîna unui automobil se va proiecta altfel decît cea a unui strung. De asemenea se vor acoperi toate piesele în mișcare cu capace, plase etc. ; la mașini de ștanțat se vor lua măsuri pentru evitarea tăierii degetelor. Se vor lua măsuri de siguranță împotriva supraîncărcărilor, supraturațiilor, depășirii pozițiilor limită (limitatoare de sfîrșit de cursă), autodesfacerii unor piese etc.

1.5.5. **Influența materialului și a tehnologiei.** Felul materialului și al tehnologiei influențează hotărîtor asupra formei piesei. La rîndul lor, materialul și tehnologia se influențează reciproc. De asemenea, numărul de piese (seria de fabricație) este hotărîtor în ceea ce privește forma piesei. Astfel, la fabricația de masă pe primul plan va sta economia de material și înlocuirea prelucrărilor prin așchiere cu prelucrări prin presare, ștanțare, turnare de precizie

cu modele fuzibile, în cochilie, sub pesiune etc., deoarece modelele și sculele necesare care sînt scumpe se repartizează pe un mare număr de produse, iar productivitatea proceselor tehnologice amintite este mare. În acest caz merită să se utilizeze chiar scule, dispozitive și mașini speciale, care contribuie la mărirea productivității și la îmbunătățirea calității produselor.

De asemenea, o influență hotărîtoare asupra tehnologicității o reprezintă *precizia prelucrării și rugozitatea suprafeței.* Deoarece prețul de cost crește foarte repede cu creșterea preciziei nu se vor alege toleranțe și rugozități mai bune decît este strict necesar. Rugozitatea se prescrie numai dacă este necesară din punct de vedere funcțional sau al aspectului.

S-a arătat mai sus că forma piesei trebuie adaptată tehnologiei de fabricație. În acest sens există o serie de recomandări practice.

Piese turnate. Se utilizează următoarele metode de turnare: în nisip, în cochilie, turnarea sub presiune, turnarea centrifugală, turnarea de precizie. Pentru piese mari de fontă și oțel se utilizează cu precădere turnarea în forme de nisip; la piese mici și de serie se utilizează atît turnarea în cochilie, cît și cea de precizie. Pentru piese de metale neferoase se utilizează cu precădere turnarea în cochilie și pentru piese de serie mare, turnarea sub presiune.

La turnarea în nisip se pot obține precizii de 1 mm; la turnarea în cochilie, 0,2 ... 0,3 mm; la turnarea de precizie, 0,1 ... 0,2 mm. Turnarea în cochilie sub presiune, centrifugală și de precizie, asigură totodată o rugozitate mică a suprafeței, alături de o precizie mărită a piesei turnate.

Deoarece turnarea este însoțită de fenomenul de contracție, trebuie luate astfel de măsuri constructive și tehnologice încît să se evite formarea de retasuri, cît și de fisuri (în cazul contracțiilor împiedicate). Astfel se vor prefera pereți de grosime egală (fig. 1.6); se vor evita aglomerările de material (fig. 1.7); racordările se vor executa cu raze corespunzătoare: razele prea mici provoacă crăpături, iar razele prea mari, retasuri (fig. 1.8).

Raza de racordare între două suprafețe de grosimi s și s_1 se ia:

$$r = \frac{s_1+s}{6} \dots \frac{s_1+s}{12}.$$

Pentru simplificarea și ieftinirea tehnologiei de turnare forma piesei se va lua astfel încît:

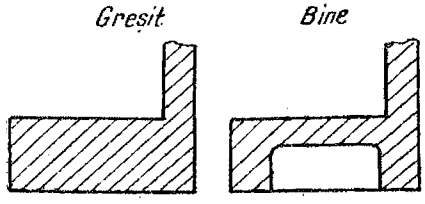


Fig. 1.6.

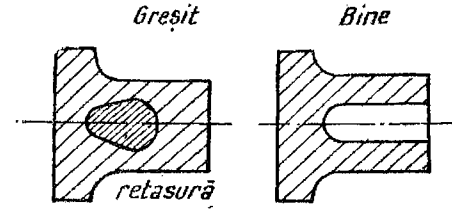


Fig. 1.7.

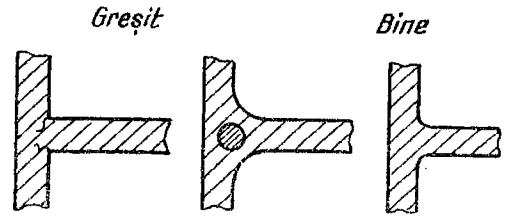


Fig. 1.8.

a) modelul să aibă forme simple (linii și arce de cerc) ;

b) să se reducă (pe cît posibil să se evite) numărul de suprafețe de divizare. De exemplu, înlocuirea formei din figura 1.9, *a*, prin forma din figura 1.9, *b* permite evitarea divizării ;

c) să se realizeze suprafețe înclinate în locul suprafețelor perpendiculare pentru scoaterea ușoară a modelului din formă (fig. 1.9, *b* și 1.10).

Se vor lua măsuri pentru a asigura piesei o contracție liberă. Astfel se vor prefera spițele curbe celor radiale.

Pe desen se vor indica suprafețe care trebuie să fie fără pori sau de o anumită duritate, pentru a se lua măsurile tehnologice necesare pentru realizarea acestor deziderate.

Piesele forjate și presate sînt adesea inevitabile din cauza rezistenței și rezilienței lor mai mari față de piesele turnate. Se vor prefera piese de forme simple ; piesele complicate se vor executa din elemente forjate (sau laminate), îmbinate între ele prin sudare sau se vor turna din oțel.

Presarea în matriță devine rentabilă abia la serii mai mari. Și aici se vor proiecta forme simple, cu racordări corespunzătoare și colțuri rotunjite.

Tot aici ar trebui indicate unele metode noi de prelucrare, de înaltă productivitate, ca : presarea la rece (de exemplu pentru formarea capetelor de șuruburi), extruziunea, rularea la rece a filetelor etc.

Piese prelucrate prin așchiere. La prelucrările prin așchiere se pot recomanda următoarele măsuri :

a) limitarea la minimum a prelucrării prin așchiere ;

b) se vor prefera suprafețe plane și de rotație, paralele sau perpendiculare la suprafața de prindere, căci acestea se prelucrează ușor ;

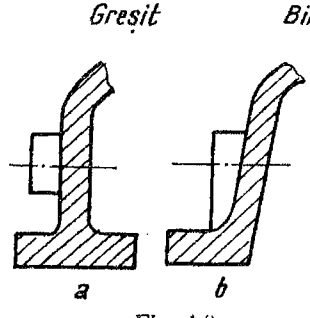


Fig. 1.9.

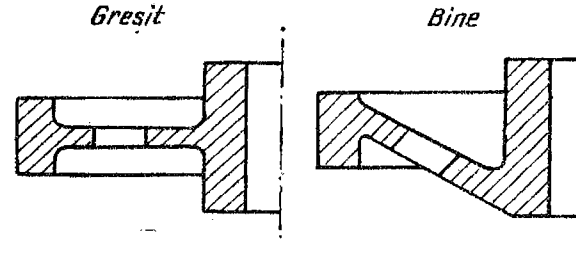


Fig. 1.10.

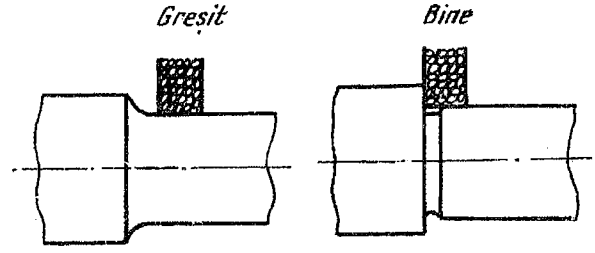


Fig. 1.11.

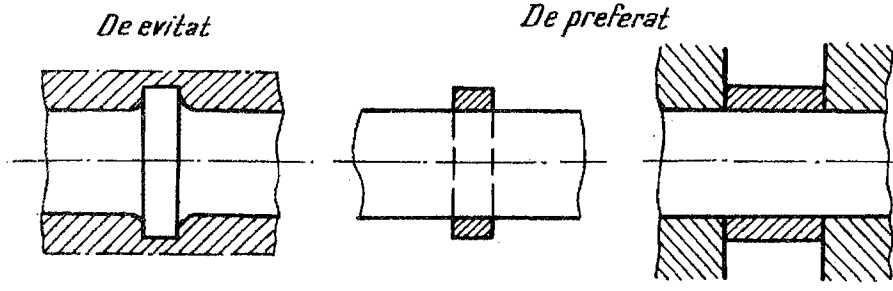


Fig. 1.12.

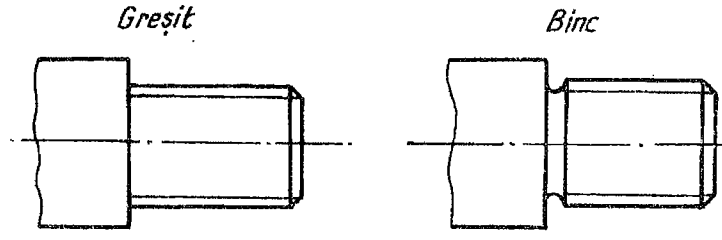


Fig. 1.13.

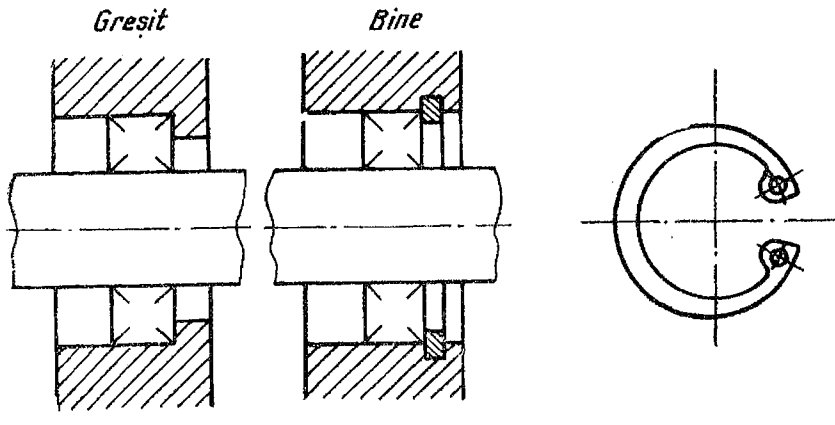


Fig. 1.14.

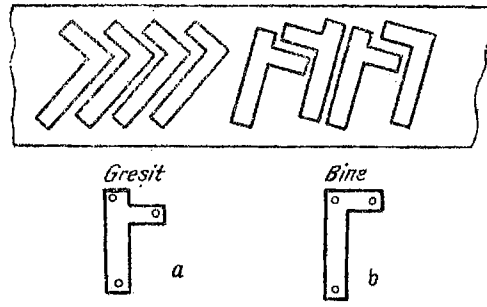


Fig. 1.15.

c) trebuie asigurată sculei o degajare corespunzătoare (fig. 1.11);

d) se vor evita, pe cît posibil, umerii strunjiți (scumpi), înlocuindu-i cu inele montate sau de distanțare (fig. 1.12);

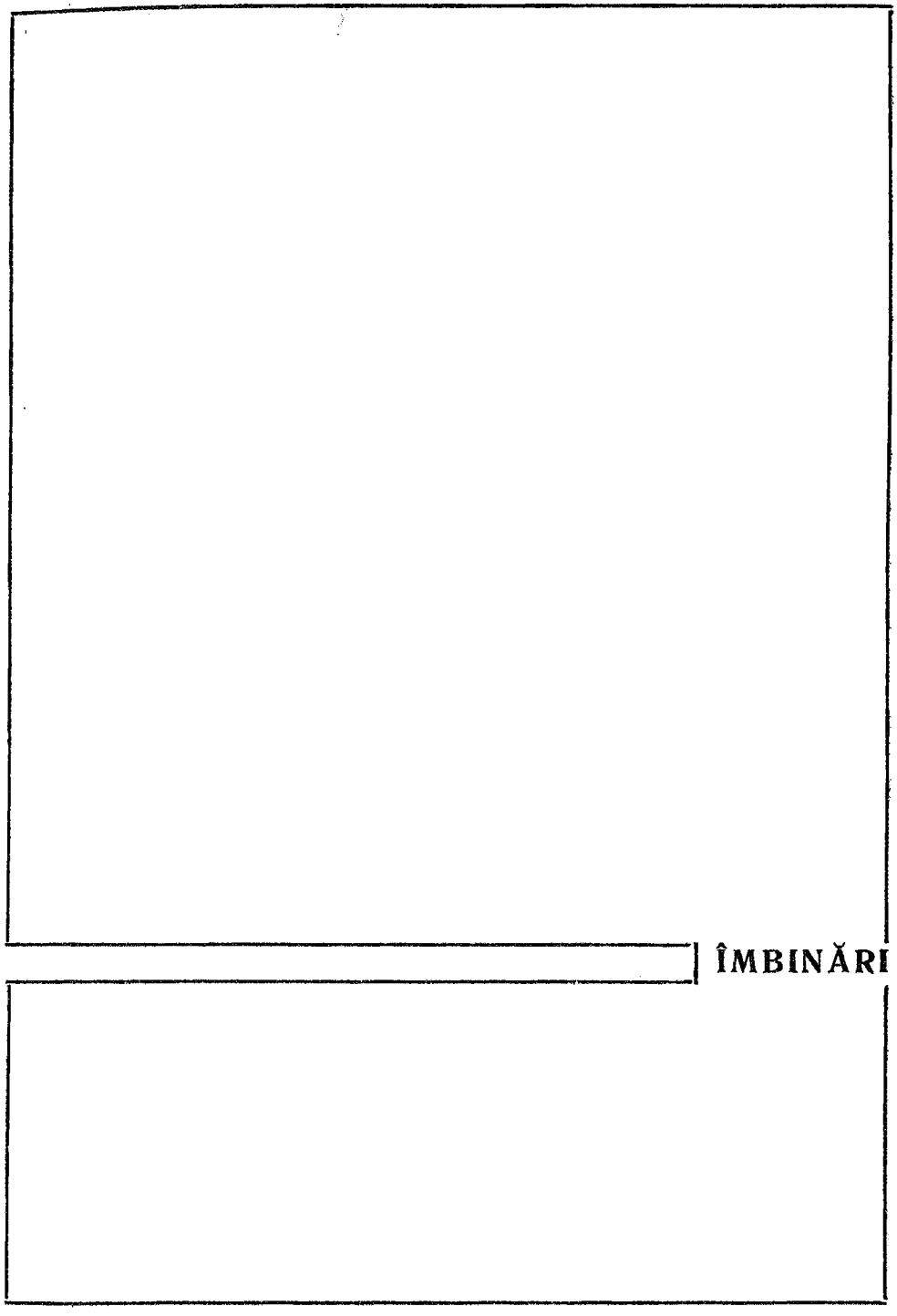
e) rectificarea suprafețelor plane este împiedicată dacă alături există suprafețe de înălțime mai mare;

f) dacă după filet urmează o treaptă a arborelui de diametru mai mare decît diametrul exterior al filetului, se va prevedea, între filet și treapta de diametru mai mare, o degajare pentru ieșirea cuțitului (fig. 1.13);

g) se vor prefera alezajele de diametru constant, celor cu umeri (fig. 1.14).

Piese prelucrate prin ștanțare (tăiere, crestare, perforare, îndoire și ambutisare). Aceste procedee se aplică în special pieselor din tablă. In primul rînd forma piesei se va alege astfel încît să se asigure un consum minim de material (tablă). De exemplu, prin înlocuirea piesei din figura 1.15, *a* cu piese ca cea din figura 1.15, *b* se realizează o economie de tablă de 30%.

De asemenea, aplicarea croirii combinate (croirea dintr-o foaie de tablă a unor piese diferite) duce la economie de **material.**



ÎMBINĂRI

A. CLASIFICAREA ÎMBINĂRILOR

Două sau mai multe piese pot fi în mişcare relativă cînd formează cuple cinematice sau în repaus relativ cînd formează îmbinări.

Pentru a simplifica construcţia, întreţinerea şi transportul maşinilor, acestea se execută dintr-o serie de piese care se îmbină între ele. Îmbinările acestea pot fi nedemontabile sau demontabile. *Îmbinările nedemontabile* sînt acelea care nu permit desfacerea pieselor îmbinate decît prin distrugerea îmbinării.

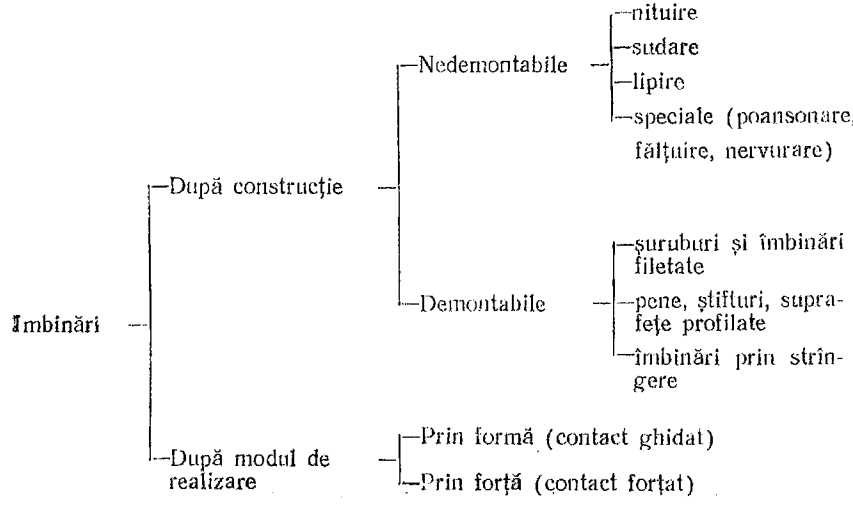
Îmbinările demontabile sînt acelea care permit desfacerea pieselor îmbinate.

In tabelul 2.1 se prezintă o clasificare a îmbinărilor.

La îmbinările prin formă (contact ghidat) îmbinarea se realizează datorită formei pieselor (suprafeţe profilate, pene paralele, răsfrîngere, nervurare, fălţuire, poansonare, sudare, lipire).

Tabelul 2.1

Clasificarea îmbinărilor



La îmbinările prin forță (contact forțat) îmbinarea se realizează datorită forței de strîngere care dă naștere la deformații elastice (îmbinări prin strîngere, pene cu înclinație, șuruburi, pene inelare).

B. ÎMBINĂRI NEDEMONTABILE

2. NITURI. ÎMBINĂRI NITUITE

2.1. DEFINIȚIE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Niturile sînt organe de îmbinare nedemontabile, care introduse în găurile din două sau mai multe piese, într-un anumit număr și ordine formează o îmbinare nituită.

Îmbinările nituite se foloseau foarte mult, atît în construcția de mașini, cît și în construcțiile metalice (poduri, poduri rulante, stîlpi etc.). În ultimii ani, cu perfecționarea tehnologiei sudării, utilizarea nituirii s-a redus simțitor, datorită următoarelor dezavantaje:

a) consum mai mare de metal;
b) preț de cost mai ridicat;
c) suprapuneri de table și profile;
d) necesită măsuri de etanșare;
e) condiții grele de muncă (zgomot, vibrații);
f) productivitate redusă.

În prezent, nituirea se mai aplică doar în următoarele cazuri:

— la îmbinarea unor materiale care nu pot fi sudate;

— la îmbinarea unor oțeluri tratate termic sau ecruisate la care în urma sudării s-ar produce o revenire;

— la îmbinări de mare răspundere (poduri de cale ferată, poduri rulante foarte grele etc.) și la îmbinări supuse la vibrații puternice și șocuri repetate.

2.2. NITUL. SOLUȚII CONSTRUCTIVE. MATERIALE

Nitul în stare brută constă dintr-un cap și tijă. El poate fi format numai din tijă, cînd se formează la mașina de nituit ambele capete. Tija e tronconică, avînd conicitatea 1%. Diametrul standardizat al nitului se măsoară la 6 mm de la cap. În stare rece acest diametru este cu 1 mm mai mic decît diametrul găurii. În calcule se lucrează totdeauna cu diametrul *d* al găurii

de nit, diametru pe care îl are și nitul după batere. Diametrele niturilor sînt standardizate. Lungimea nitului se ia :

$l = 1{,}12\,\Sigma s + 1{,}4\,d$, în cazul nituirii mecanice ;

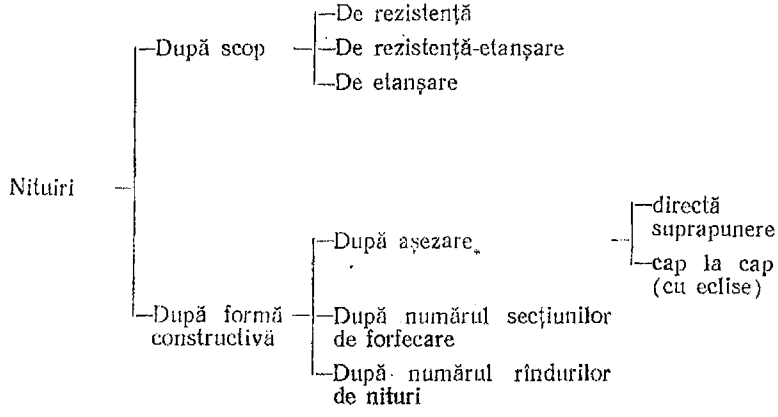
unde Σs este suma grosimilor tablelor (profilelor) îmbinate.

Nu este bine să se ia nituri prea lungi, căci în acest caz trebuie îndepărtat prea mult material ; în cazul folosirii unor nituri prea scurte, nu se poate forma capul nitului.

Există mai multe tipuri de nituri, în funcție de felul nituirii. În tabelul 2.2 se indică o clasificare a nituirilor, iar în tabelul 2.3 o clasificare a niturilor. În figura 2.1 sînt reprezentate niturile obișnuite de utilizare curentă *a*, specială (de rezistență) *b* și de rezistență-etanșare *c*.

Tabelul 2.2

Clasificarea nituirilor



Tabelul 2.3

Clasificarea niturilor

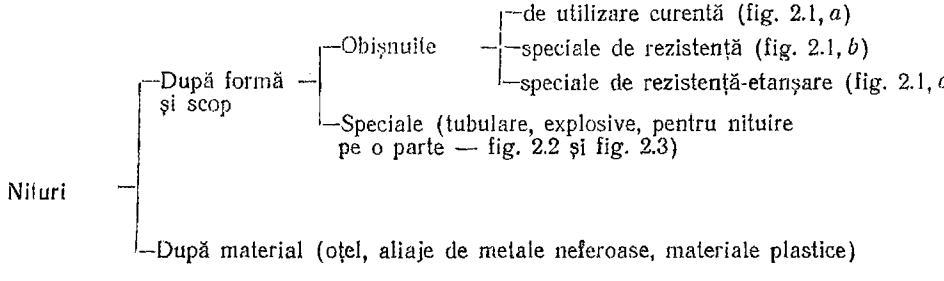
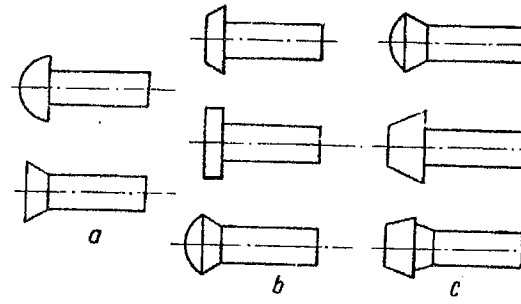


Fig. 2.1.



Niturile de rezistență se folosesc în special în construcții metalice.

Niturile de rezistență-etanșare, care pe lîngă rezistență trebuie să asigure și etanșeitate la presiuni ridicate sînt utilizate în construcția de cazane, acumulatoare de abur etc.

Niturile de etanșare sînt utilizate în construcția de vase cu presiune joasă, ca : rezervoare, conducte de apă și gaz etc.

În prezent, nituirea de rezistență-etanșare și etanșare nu se mai folosesc decît foarte rar, fiind înlocuite aproape integral prin sudură.

La construcții ușoare de formă tubulară, cavă, cheson nu este accesibil de obicei decît un cap al nitului. În acest caz se utilizează nituri speciale.

Așa, de exemplu, nitul din figura 2.2 este o bucșă filetată (din aluminiu, alamă, material plastic poliamidic sau oțel moale), care se strînge în gaură cu un dispozitiv care deformează bucșa. De acest nit se pot fixa pe filet și alte piese, folosindu-se filetul din interiorul bucșei.

O altă soluție este nitul din figura 2.3, la care la un capăt tija tubulară este tăiată după două diametre perpendiculare, iar la celălalt capăt are un cap semirotund. În nit se introduce în partea cavă superioară un bolț cilindric prevăzut cu 4 aripioare dispuse simetric în partea de sus, iar capătul de jos se sprijină pe partea inferioară a tijei tubulare (în dreptul zonei tăiate). Capătul cilindric al bolțului depășește puțin capul nitului. Prin aplicarea unei lovituri pe capătul ieșit afară al bolțului acesta pătrunde în nit și răsfrînge partea de jos a tijei nitului.

Se mai utilizează nituri explozive la care al doilea cap se formează prin explozia unei capse montate în capătul nitului.

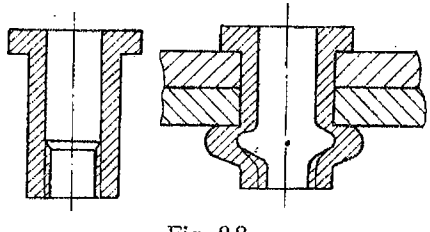


Fig. 2.2.

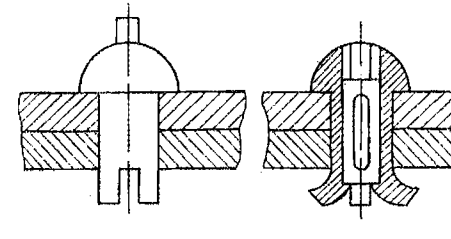


Fig. 2.3.

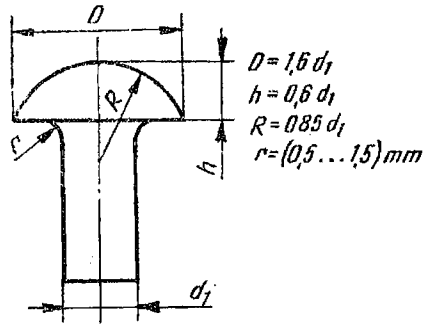


Fig. 2.4.

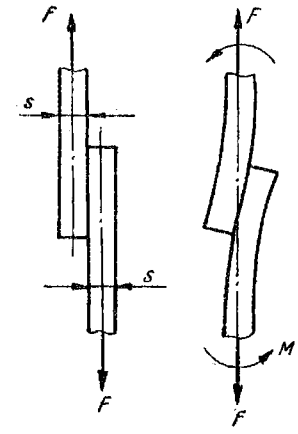


Fig. 2.5.

Dintre materialele noi folosite pentru confecționarea niturilor aliajele de aluminiu prezintă avantajul că sînt ușoare, au o rezistență mecanică destul de mare, rezistă la coroziune și se deformează ușor la rece.

Niturile din material plastic rezistă la coroziune, asigură izolarea electrică și termică, nu strică suprafața piesei, dacă aceasta a fost vopsită sau emailată. Prezintă în schimb dezavantajul că nu rezistă la temperaturi ridicate și au o rezistență mecanică relativ scăzută. Se utilizează următoarele tipuri de materiale plastice: poliamidice, polietilenice și polivinilice.

Niturile cu cap semirotund pentru rezistență, respectiv pentru rezistență-etanșare, sînt niturile cele mai des folosite.

Dimensiunile capetelor niturilor sînt standardizate conform STAS 797-49 și 798-49. În figura 2.4 este prezentat nitul de rezistență cu cap semirotund cu relațiile sale dimensionale.

Diametrele niturilor sînt normalizate din 3 în 3 mm, de la 10 mm în sus. Diametrele cele mai uzuale de nituri de rezistență sînt de 13, 16, 19 și 22 mm.

Nitul de rezistență-etanșare are aceeași formă ca cel de rezistență, însă capul nitului are dimensiuni ceva mai mari.

Alegerea formei constructive a îmbinării nituite depinde de condițiile de exploatare și de posibilitățile de execuție. Astfel, îmbinarea prin directă suprapunere se execută mai ușor și este mai ușoară dar are o capacitate portantă mai mică din cauza solicitărilor suplimentare de încovoiere datorite încărcării dezaxate a pieselor (fig. 2.5).

Materialul niturilor este oțel carbon OL 32, OL 34 și OL 38, respectiv OL C 10 și OL C 15. Acestea sînt oțeluri moi, forjabile. În cazul nituirii de metale neferoase (de exemplu, duraluminiu în construcția avioanelor), este avantajos a se utiliza nituri din același material, pentru a evita formarea de pile electrochimice și dilatări diferite. La fel este necesar să se

ţină seama de coeficientul de dilatare al nitului şi al tablelor, căutînd ca ele să fie cît mai apropiate, altfel calitatea nituirii la nituiri supuse la variaţii mari de temperatură (cazane, focare) suferă cu timpul, cusătura pierzîndu-şi etanşeitatea.

2.3. INDICAŢII TEHNOLOGICE

Niturile se bat la cald sau la rece. Nituirea la rece se execută în cazul niturilor de diametre reduse ($d \leqslant 10$ mm) şi al niturilor din metale neferoase. Nituirea la cald asigură o etanşeitate mai bună decît cea executată la rece, din cauza contracţiei împiedicate a niturilor în urma baterii.

Nituirea se execută încălzindu-se niturile la 1 000 ... 1 100 °C (roşu-alb), iar nituirea se termină la 400° ... 500 °C, cînd nitul are o culoare închisă. Acest lucru este necesar pentru a permite nitului o contracţie care să asigure o strîngere corespunzătoare a pieselor îmbinate.

2.4. CALCULUL ÎMBINĂRILOR NITUITE

2.4.1. Calculul forţelor. Datorită baterii la cald a nitului, în nit apar tensiuni mari la răcire din cauza contracţiei împiedicate, care pot ajunge pînă la limita de curgere sau la rezistenţa de rupere a materialului nitului. Dacă se presupune că piesele îmbinate nu se deformează plastic, atunci forţa Q din nit se determină din condiţia egalităţii sumelor contracţiilor termice şi deformaţiilor elastice ale nitului şi ale pieselor îmbinate, utilizîndu-se următoarele notaţii (fig. 2.6) :

t_n; t_p; t_0 — temperatura nitului, a pieselor îmbinate la terminarea nituirii şi a mediului ambiant ;

E — modulul de elasticitate al nitului şi al pieselor ;

A_n; A_p — secţiunea nitului respectiv suprafaţa medie a conului de deformaţie (vezi § 4.4.7);

α — coeficient de dilatare termică ;

$\sum s$ — suma grosimilor pieselor ce se îmbină, egală cu lungimea tijei nitului bătut.

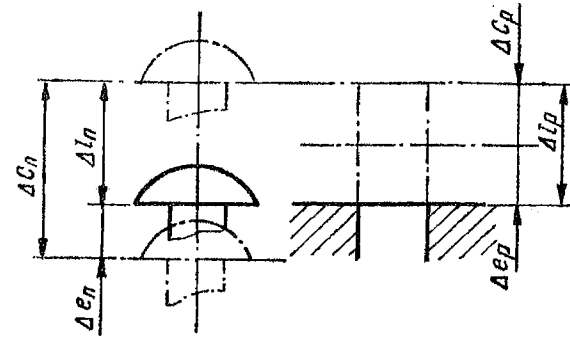


Fig. 2.6.

Deformația totală a nitului Δl_n constă din deformația termică împiedicată $\Delta c_n = -\alpha \cdot \Sigma s (t_n - t_0) \approx -\alpha \cdot \Sigma s \cdot t_n$ și din deformația elastică la întindere produsă de forța Q:

$$\Delta e_n = \frac{Q \cdot \Sigma s}{E \cdot A_n};$$

$$\Delta l_n = -\alpha \cdot \sum s \cdot t_n + \frac{Q \cdot \Sigma s}{E \cdot A_n}. \tag{2.1}$$

Deformația totală a pieselor strînse în zona nituirii Δl_p se obține din însumarea contracției termice libere $\Delta c_p = -\alpha \cdot \Sigma s \cdot t_p$ și a deformației elastice la compresiune $\Delta e_p = \frac{Q \cdot \Sigma s}{E \cdot A_p}$:

$$\Delta l_p = -\alpha \cdot \sum s \cdot t_p - \frac{Q \cdot \Sigma s}{E \cdot A_p}. \tag{2.2}$$

Egalînd deformațiile Δl_n și Δl_p (fig. 2.6) se obține:

$$-\alpha \cdot \sum s \cdot t_n + \frac{Q \cdot \Sigma s}{E \cdot A_n} = -\alpha \cdot \sum s \cdot t_p - \frac{Q \cdot \Sigma s}{E \cdot A_p},$$

de unde rezultă forța Q din nit:

$$Q = \frac{\alpha (t_n - t_p)}{\frac{1}{E \cdot A_n} + \frac{1}{E \cdot A_p}} = \frac{\alpha \cdot E \cdot A_n (t_n - t_p)}{1 + \frac{A_n}{A_p}}.$$

Notînd $1 + \frac{A_n}{A_p} = k_A$ se obține:

$$Q = \frac{\alpha \cdot E \cdot A_n (t_n - t_p)}{k_A}. \tag{2.3}$$

Dacă se admite că diferența de temperatură între nit și piesele care se îmbină este 150 °C, adică:

$$t_n - t_p = 150^\circ \text{ și } E = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2; \ \alpha = 1{,}20 \cdot 10^{-5}; \ k_A = 1{,}2 \ldots 1{,}4$$

rezultă tensiunea din nit:

$$\sigma_t = \frac{Q}{A_n} = \frac{1{,}20 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 150}{1{,}2} = 300 \text{ N/mm}^2,$$

valoare care depășește limita de curgere a materialului. Această tensiune atinge valori mari în special la nituri lungi, din cauză că atunci cînd piesele de îmbinat sînt foarte groase ($\Sigma s > 4{,}5\, d$), acestea se încălzesc mult mai

puțin decît nitul, din cauza masei lor mari. Astfel, diferența de temperatură $t_n - t_p$ este în acest caz mare, ceea ce face ca solicitarea din nit să fie mare.

În realitate, tensiunea care apare în nit nu este atît de mare, datorită faptului că cedează capul nitului și profilele prin deformare plastică. Totuși, datorită existenței acestei tensiuni inițiale de întindere mare care apare în nit, nu se admit tensiuni utile mari la niturile care lucrează la întindere. Rezistența admisibilă se limitează în acest caz la $\sigma_{at} = 15 \ldots 20$ N/mm², cînd se cere nituirii și etanșeitate, și $\sigma_{at} = 40 \ldots 50$ N/mm² la nituirea de rezistență.

Forța Q produce între piesele îmbinate o *forță de frecare* $F_f = \mu Q$, la îmbinări prin suprapunere și $F_f = 2\mu Q$ la îmbinări cu două eclise.

Cum cele mai multe nituri sînt supuse la forțe dirijate perpendicular pe axa nitului, rezultă că îmbinarea nituită va lucra în condiții diferite în funcție de forța care lucrează asupra ei.

La forțe mai mici (respectiv la tensiuni reduse), forței exterioare F i se opune forța de frecare ce ia naștere între table, în urma baterii nitului. Cînd forța F crește, forța de frecare începe să cedeze, iar nitul este supus la forfecare și strivire.

Deoarece forța Q nu se poate determina în practică, ea nu se folosește în calculele de dimensionare ale îmbinărilor nituite. În schimb, ea stă la baza relațiilor utilizate la determinarea dimensiunilor capului nitului.

Sarcinile exterioare care acționează asupra unei îmbinări nituite pot fi variate. Determinarea forțelor transversale care solicită niturile se face în funcție de felul sarcinilor și de poziția acestora față de nituire (figura de repartizare a niturilor):

1) Îmbinare solicitată de o forță F acționînd centric în raport cu centrul de greutate al figurii de repartizare a niturilor (fig. 2.7). În acest caz se consideră că forța F este uniform repartizată pe cele n nituri ale îmbinării. Ca urmare, forța pe un nit este:

$$F_1 = \frac{F}{n}. \tag{2.4}$$

Pentru asigurarea repartiției uniforme a sarcinii pe nituri se impune ca linia de acțiune a forței care trece prin centrul de greutate al secțiunii transversale a piesei să treacă și prin centrul comun de greutate al secțiunilor niturilor (v. § 2.5).

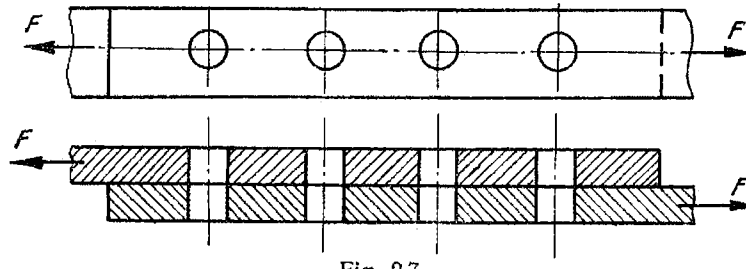


Fig. 2.7.

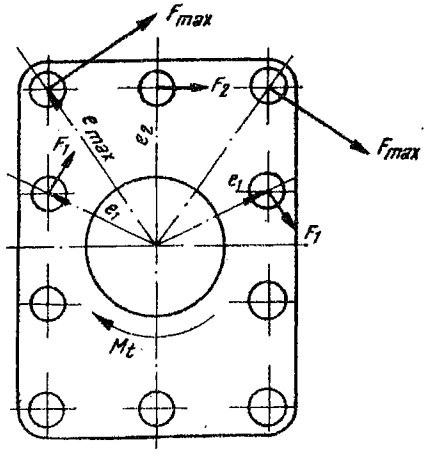


Fig. 2.8.

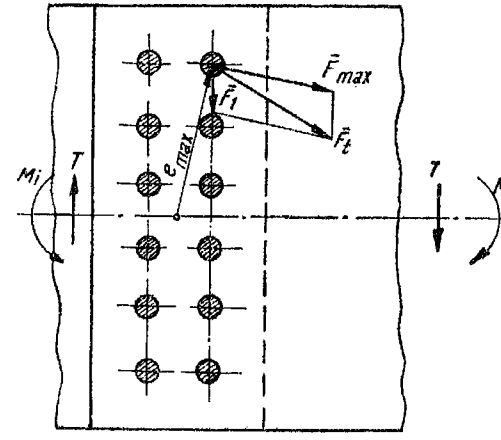


Fig. 2.9.

2) Îmbinare solicitată de un moment de răsucire M_t, care acționează în planul de separație (fig. 2.8). În acest caz niturile sînt încărcate cu forțe proporționale cu distanța e la centrul comun de greutate al secțiunilor niturilor (în cazul cînd acesta coincide cu polul de rotație):

$$F_i = F_{max} \cdot \frac{e_i}{e_{max}}. \tag{2.5}$$

Deoarece este tehnologic mai simplu de a executa nituirea cu nituri de același diametru, niturile se dimensionează pentru forța maximă, care se calculează din condiția de echilibru:

$$n_1 \cdot F_1 \cdot e_1 + n_2 \cdot F_2 \cdot e_2 + \ldots n_n \cdot F_{max} \cdot e_n = M_t, \tag{2.6}$$

unde n_1, n_2 etc. reprezintă numărul de nituri așezate la aceeași distanță față de centrul comun de greutate. Exprimînd forțele F_1, F_2 etc. în funcție de F_{max} (2.5):

$$F_1 = F_{max} \frac{e_1}{e_{max}}; \quad F_2 = F_{max} \cdot \frac{e_2}{e_{max}},$$

se obține:

$$F_{max} \left(\frac{n_1 e_1^2}{e_{max}} + \frac{n_2 e_2^2}{e_{max}} + \ldots \right) = M_t,$$

sau:

$$F_{max} \cdot \frac{\sum n_i \cdot e_i^2}{e_{max}} = M_t.$$

Din această relație rezultă forța maximă care acționează pe un nit:

$$F_{max} = \frac{M_t \cdot e_{max}}{\sum n_i e_i^2}. \tag{2.7}$$

3) Îmbinare solicitată transversal de un moment încovoietor M_t și de o forță T (fig. 2.9).

Cazul acesta se poate reduce la combinarea celor două cazuri precedente, forța totală care acționează pe un nit fiind:

$$\bar{F}_t = \bar{F}_1 + \bar{F}_{max}.$$

Forțele F_1 și F_{max} se calculează cu relațiile (2.4), respectiv (2.7).

2.4.2. **Dimensionarea capului nitului.** Pe baza forței Q care ia naștere în nit datorită contracției împiedicate se dimensionează capul nitului. Dacă se scrie condiția de egală capacitate portantă între tija nitului la întindere și capul nitului la strivire (fig. 2.10) se obține relația:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \sigma_{at} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) p_a, \tag{2.8}$$

unde σ_{at} și p_a sînt respectiv rezistența admisibilă la întindere și strivire.

Dacă se admite $p_a = 1 \ldots 1{,}5\,\sigma_{at}$ se obține $D = (1{,}28 \ldots 1{,}4)d$.

În standarde, pentru siguranță, avînd în vedere că nu se poate realiza un contact perfect pe toată suprafața între capul nitului și tablă, se ia $D = 1{,}6\,d$.

Deoarece forța Q solicită capul nitului și la forfecare, pentru determinarea înălțimii capului nitului se scrie relația de capacitate portantă egală între tija nitului la întindere și capul nitului la forfecare:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \sigma_{at} = \pi d h' \tau_{af}. \tag{2.9}$$

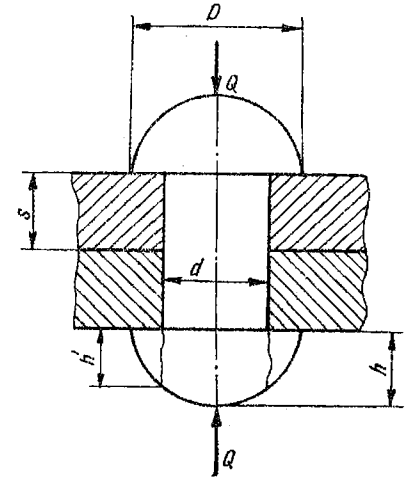


Fig. 2.10.

Dacă se ia $\tau_{af}=0{,}5\,\sigma_{at}$ se obține:

$$h'=\frac{d}{4\cdot 0{,}5}=\frac{d}{2},$$

iar înălțimea capului nitului rezultă $h=0{,}6\,d$ (fig. 2.10).

În practică, dimensiunile capului nitului nu se calculează, ele fiind standardizate.

2.4.3. **Calculul și construcția nituirii de rezistență.** Nituirea de rezistență se utilizează în construcțiile metalice, dar ea se întrebuințează și în construcțiile de mașini. Astfel îmbinarea coroanei diferențialului cu discul roții, îmbinarea paletelor unor turbine etc. se execută prin nituire.

La calculul acestor nituiri se admite că toate niturile au același diametru; sarcina se repartizează uniform pe nituri (la încărcări simetrice) sau se consideră încărcările maxime (la nituiri încărcate cu momente — § 2.4.1); solicitările suplimentare ale nitului la tracțiune și încovoiere se neglijează.

Totodată, forța fiind preluată în parte de frecarea dintre table realizată de tensiunea din nit σ_t datorită forței axiale de strîngere relația de calcul exactă este:

$$F=\mu\cdot Q+A_n\cdot\tau_f=\mu\sigma_t A_n+A_n\tau_f, \qquad (2.10)$$

unde:

μ este coeficientul de frecare;

A_n — secțiunea nitului;

τ_f — tensiunea de forfecare ce apare în nit.

Relația (2.10) se mai poate scrie:

$$F=(\mu\sigma_t+\tau_f)\,A_n=\tau_{af}\,A_n. \qquad (2.11)$$

Cu alte cuvinte, *rezistența admisibilă la forfecare a nitului este o valoare convențională,* considerîndu-se τ_f ca tensiune de forfecare în cazul nituirii de rezistență și ca rezistență de alunecare la nituirea de rezistență-etanșare.

Condițiile care se pun unei nituiri de rezistență sînt următoarele:

a) slăbirea tablei sau a profilului prin găuri de nit să fie minimă, deci cît mai puține nituri într-un rînd perpendicular pe direcția forței;

b) niturile să fie așezate simetric în raport cu axa profilului;

c) forța să se repartizeze cît mai uniform pe nituri.

O nituire de rezistență poate fi distrusă prin distrugerea nitului sau a profilului (fig. 2.11).

1) *Nit*: *a*) forfecarea tijei nitului;

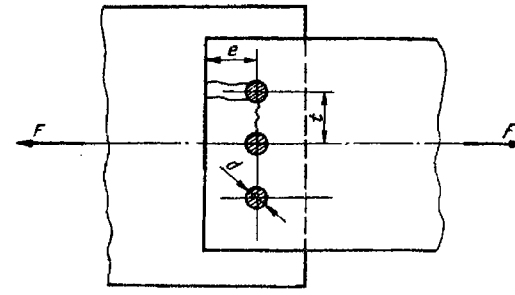
b) strivirea tijei nitului sau a găurii din profil.

2) *Profil*: *c*) forfecarea marginilor profilului;

d) ruperea profilului între nituri (secțiune slăbită).

a) *Calculul niturilor la forfecare.* Așa cum s-a arătat mai sus, nitul se calculează la forfecare pură, admițîndu-se rezistențe admisibile determinate experimental.

Fig. 2.11.



Relația de calcul este următoarea (fig. 2.12, *a*):

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \tau_f \tag{2.12}$$

Dacă sînt mai multe nituri z în îmbinare, atunci:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} t \tau_f , \tag{2.13}$$

iar dacă sînt totodată mai multe secțiuni de forfecare pe un nit m, atunci (fig. 2.12, *b*) se obține:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} z m \tau_f . \tag{2.14}$$

b) *Calculul niturilor la strivire.* În cazul cînd grosimea tablelor este redusă, se poate produce strivirea tablelor și a nitului. Rezistența admisibilă de strivire (de contact) este o valoare medie obținută pe cale experimentală. În realitate, presiunea dintre nit și tablă se repartizează neuniform (v. § 1.3).

În această ipoteză, relația de calcul este:

$$F = s d z p . \tag{2.15}$$

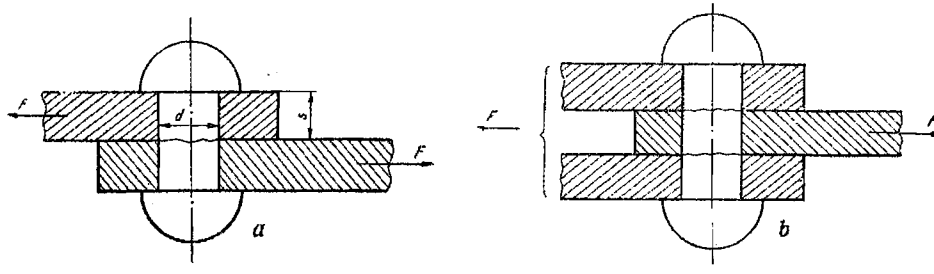


Fig. 2.12.

Tabelul 2.4

Rezistențele admisibile ale îmbinărilor nituite [N/mm²]

Nr. crt.	Solicitarea	Simbolul	Coeficientul aplicat în raport cu rezistența admisibilă a materialului	Rezistențele admisibile în nituri din oțel marca				Rezistențele admisibile în elemente din oțel, marca			
				OL 34		Oțel aliat		OL 38		17 M 13	
				Ipoteza de încărcare							
				I	II	I	II	I	II	I	II
1	Forfecare	τ_{af}	0,8	120	145	150	170	—	—	—	—
2	Presiune de contact	p_a	2,0	—	—	—	—	300	340	420	480
3	Întindere în tijă	σ_{at}	0,3	45	60	55	60	—	—	—	—

Observații:

Rezistențele admisibile pentru forfecare și presiune de contact sînt determinate pentru nituri introduse în găuri date cu burghiul sau dacă au fost poansonate la un diametru mai mic și alezate.

Ipoteza I de încărcare: sarcini fundamentale (greutate proprie, încărcare utilă, presiune hidrostatică).

Ipoteza a II-a de încărcare: sarcini fundamentale și accidentale (încărcarea din zăpadă, sarcina dată de vînt).

Tabelul 2.5

Diametrul găurii de nit în funcție de grosimea pieselor îmbinate

Diametrul găurii de nit d [mm]	10,5...14	17	20	23	26	29
Grosimea celei mai subțiri piese din pachet [mm]	$\leqslant 5$	5...9	7...11	10...14	13...19	20

Notă: În relația (2.15), s reprezintă grosimea profilului celui mai subțire din îmbinare. În cazul general $F = \Sigma s \cdot d \cdot z \cdot p_a$,

Σs fiind suma minimă a grosimilor pieselor încărcate în același sens.

Rezistențele admisibile de forfecare și strivire se admit în funcție de material, de felul nituirii, de felul prelucrării găurilor de nit și de condițiile de funcționare (tabelul 2.4).

De obicei se calculează numărul de nituri, întrucît diametrul nitului se alege din STAS 763-66 (tabelul 2.5) în funcție de grosimea profilului care se îmbină.

Pentru simplificarea calculului și pentru evitarea tatonărilor la calculul numărului de nituri, care ar putea rezulta fie pe baza calculului la forfecare, fie la strivire, se preconizează următoarea metodă de calcul:

Se compun cele două relații (2.14) și (2.15) într-o relație rezultantă, scriindu-se condiția de capacitate portantă egală la forfecare și strivire:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} mz\,\tau_{af} = dszp_a. \tag{2.16}$$

Se obține relația:

$$\left(\frac{d}{s}\right)_{cr} = \frac{4}{\pi m} \cdot \frac{p_a}{\tau_{af}}, \tag{2.17}$$

care reprezintă condiția ca nitul să lucreze la limită la ambele solicitări.

Dacă $\frac{d}{s} < \left(\frac{d}{s}\right)_{cr}$, calculul se efectuează numai la forfecare, iar dacă $\frac{d}{s} > \left(\frac{d}{s}\right)_{cr}$ calculul se efectuează la strivire.

Pentru $\frac{d}{s} = \left(\frac{d}{s}\right)_{cr}$, este indiferent la care solicitare se calculează.

Dacă îmbinarea nituită este supusă unor solicitări variabile, capacitatea portantă a îmbinării se reduce. În acest caz, rezistența admisibilă rezultă prin înmulțirea rezistenței admisibile pentru solicitări statice cu un factor subunitar γ, care depinde de coeficientul de asimetrie $R = \frac{F_{max}}{F_{max}}$, unde F_{min} și F_{max} sînt respectiv forța minimă și maximă care lucrează asupra îmbinării, cu semnul respectiv.

Pentru oțelurile carbon (OL 00, OL 32, OL 34 și OL 38):

$$\gamma = \frac{1}{1 - 0{,}3\frac{F_{min}}{F_{max}}}, \tag{2.18}$$

iar pentru oțelul OL 50 și oțelurile slab aliate:

$$\gamma = \frac{1}{1{,}2 - 0{,}8\frac{F_{min}}{F_{max}}}. \tag{2.19}$$

Notă: Aceste relații se aplică la calculul podurilor nituite, ele fiind valabile numai pentru forțe alternante.

Se indică ca în cazul forțelor variabile să se utilizeze nituri păsuite, care se bat la rece și perechea nit-gaură are un ajustaj de strîngere.

În cazul organelor de mașini nituite supuse la sarcini variabile se admite rezistența admisibilă la forfecare:

$$\tau_{af} = 35 \ldots 45 \text{ N/mm}^2.$$

Din condiția de capacitate portantă egală a nitului la forfecare și strivire rezultă *o relație aproximativă între diametrul nitului și grosimea profilului* (pentru nituri cu o singură secțiune de forfecare):

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} \tau_{af} = ds p_a . \qquad (2.20)$$

Deoarece $p_a \approx 2\tau_{af}$ rezultă :

$$\frac{\pi d^2}{4} \tau_{af} = ds\, 2\tau_{af},$$

de unde :

$$s = \frac{\pi d}{8} \approx \frac{d}{2} .$$

c) Pentru a evita *forfecarea marginii profilului,* acesta se dimensionează astfel ca nitul și profilul să aibă aceeași capacitate portantă la forfecare. Se scrie relația :

$$F_1 = 2\left(e - \frac{d}{2}\right) s \tau_p = \frac{\pi d^2}{4} \tau_n , \qquad (2.21)$$

unde :

τ_p este tensiunea de forfecare în profil ;
τ_n — tensiunea de forfecare în nit ;
e — distanța de la nit la marginea profilului (tablei).

Admițînd : $\tau_p = \frac{3}{4} \tau_n$ și $s = \frac{d}{2}$ rezultă :

$$2\left(e - \frac{d}{2}\right) \frac{d}{2} \cdot \frac{3}{4} \tau_n = \frac{\pi d^2}{4} \tau_n ; \quad e \approx 1{,}5\, d.$$

d) *Ruperea profilului între nituri* se evită dimensionînd profilul astfel ca nitul și tabla să lucreze la limită (să aibă aceeași capacitate portantă):

$$F_1 = (t - d)\, s \sigma_{at} = \frac{\pi d^2}{4} \tau_{af} . \qquad (2.22)$$

Din tabelul 2.4 rezultă pentru nit $\tau_{af} = 120$ N/mm^5 și pentru tablă $\sigma_{at} = 150$ N/mm^2 și admițînd $s = \frac{d}{2}$ se obține :

$$(t - d) \frac{d}{2} \cdot 150 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 120,$$

de unde :

$$t \approx 2{,}3\, d.$$

În practică se ia conform normelor, din motive tehnologice $t \geqslant 3\, d$ (pentru a avea loc suficient pentru baterea niturilor).

Coeficientul de utilizare al unei nituiri se definește prin raportul :

$$\varphi = \frac{A_{net}}{A_{brut}}. \tag{2.23}$$

In general se poate scrie următoarea relație pentru secțiunea netă a unui profil nituit supus la întindere sau compresiune :

$$A_{net} = A_{brut} - zds. \tag{2.24}$$

In cazul tablelor sau platbandelor $A_{brut} = zts$ și deci :

$$A_{net} = zts - zds ;$$

$$A_{net} = zts \left(\frac{t-d}{t}\right) = A_{brut}\,\varphi ;$$

$\varphi = \frac{t-d}{t}$ este coeficientul de utilizare a tablei. Se ia $\varphi = 0{,}7 \ldots 0{,}9$; pentru profile supuse la compresiune $\varphi = 1{,}0$.

2.5. NORME CONSTRUCTIVE PENTRU NITUIREA DE REZISTENȚĂ

1) Elementele de rezistență trebuie să aibă cel puțin 4 mm grosime.

2) Grosimea profilelor strînse : $\Sigma s \leqslant 4{,}5\,d$.

3) Dacă lățimea profilului care se nituiește este mai mare de $4\,d$ sau mai mare decît 100 mm, trebuie folosite două rînduri de nituri.

4) Pentru elemente de rezistență nu se folosesc corniere sub $45 \times 45 \times 5$ și se preferă folosirea unui singur diametru de nit într-un nod.

5) La trasarea tablelor se prescrie o precizie de cel puțin ± 1 mm.

6) Ștemuirea niturilor de rezistență nu este admisă. Ea este admisă numai la nituri de etanșare.

7) In cazul șirurilor lungi de nituri, nituirea trebuie să înceapă de la mijloc.

8) La realizarea construcțiilor metalice, tiranții se întîlnesc în noduri (fig. 2.13). O problemă care se pune este felul de așezare a niturilor. Ele se pot așeza în felul următor :

a) Toate niturile într-un singur rînd pe direcția forței. Avantaj : tabla sau profilul sînt bine utilizate. Dezavantaje : necesită guseu mare (deci nodurile au greutate mare), forța se repartizează neuniform pe nituri.

b) Toate niturile într-un singur rînd perpendicular pe direcția forței. Avantaj : încărcarea uniformă a niturilor. Dezavantaje : tabla are lățime mare ; tabla este foarte slăbită de găurile de nit.

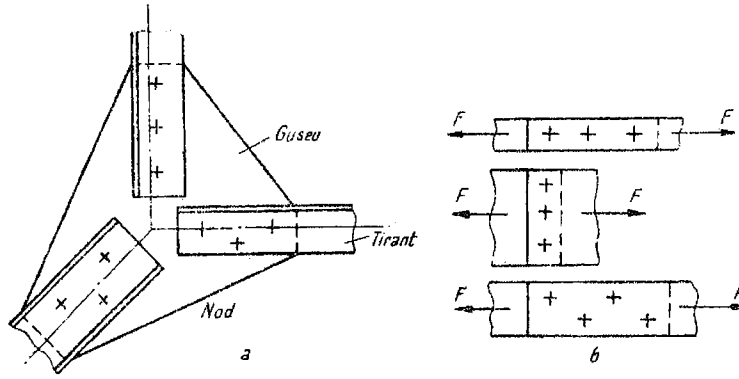


Fig. 2.13.

c) O soluție intermediară este așezarea niturilor în zigzag.

9) Drept grosime a guseului se ia grosimea medie a tiranților.

10) Liniile care trec prin centrele de greutate ale secțiunilor tiranților trebuie să fie concurente, pentru a evita momente încovoietoare. Capetele tiranților trebuie să fie cît mai aproape, fără să se atingă însă (fig. 2.13, *a*).

Pentru sistematizarea calculului îmbinărilor nituite de rezistență, în tabelul 2.6 se prezintă schema de calcul al unei nituiri de rezistență.

Tabelul 2.6

Schema de calcul a unei nituiri de rezistență

Nr. crt.		Dimensiunea	Relația
1	Se calculează valoarea aproximativă a unei secțiuni transversale a profilului (admițînd valoarea coeficientului φ) și se alege profilul	[mm²]	$A_{brut} = \frac{F}{\varphi \cdot \sigma_{at\,(c)}}$
2	Se alege diametrul nitului în funcție de grosimea s a tălpii profilului ales	[mm]	tab. 2.5
3	Se calculează $\left(\frac{d}{s}\right)cr$	—	rel. (2.17)
4	Se calculează numărul necesar de nituri și se repartizează pe profil	—	rel. (2.14) sau (2.15)
5	Se calculează aria secțiunii nete a profilului, ținînd seama de slăbirea produsă de găuri	[mm²]	rel. (2.24)
6	Se verifică secțiunea la solicitarea respectivă	[N/mm²]	

2.6. NITUIREA DE REZISTENȚĂ-ETANȘARE

Această nituire se folosea înainte la îmbinarea virolelor pentru executarea cazanelor cu abur, a rezervoarelor de gaze sub presiune etc. Din cauza dezavantajelor amintite (§ 2.1.) nituirea de rezistență-etanșare se mai aplică astăzi foarte rar. La această îmbinare, în funcție de diametrul vasului și presiunea interioară se calculează grosimea tablei cu relația (pentru vase cilindrice cu pereți subțiri):

$$s = \frac{p_i D}{2\sigma_a \varphi} + a_c , \qquad (2.25)$$

unde :

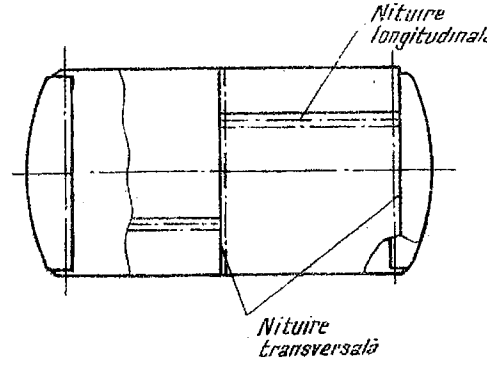
p_i este presiunea interioară din vas ;
D — diametrul vasului ;
σ_a — rezistența admisibilă ;
φ coeficient de utilizare al tablei ;
a_c — adaos pentru coroziune ($a_c = 1 \ldots 3$ mm).

În figura 2.14 se indică schematic un vas cilindric executat prin nituire.

Nituirea de rezistență-etanșare poate fi prin directă suprapunere sau cu două eclise, cu unul, două sau trei rînduri de nituri dispuse în paralel sau în zig-zag. Tipul nituirii, și ca urmare toate mărimile geometrice și de calcul necesare pentru realizarea nituirii, se aleg din tabele în funcție de mărimea $\frac{pD}{2}$ (tabelul 2.7).

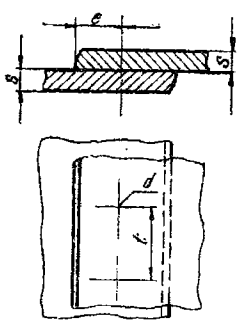
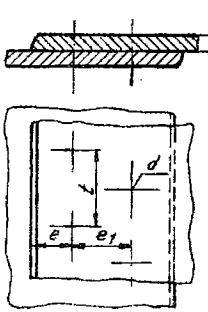
În general, la nituiri de rezistență-etanșare, pentru nituirea longitudinală se preferă cusături cu două eclise, care asigură o etanșeitate mai bună (nit mai lung) și evită apariția momentului încovoietor care produce un efort suplimentar de încovoiere. Se vor admite cusături longitudinale prin directă suprapunere la vase care lucrează la presiuni sub 70 N/cm².

Fig. 2.14.

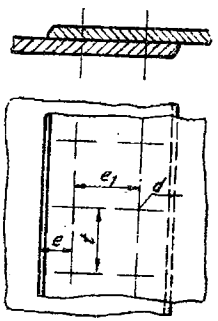
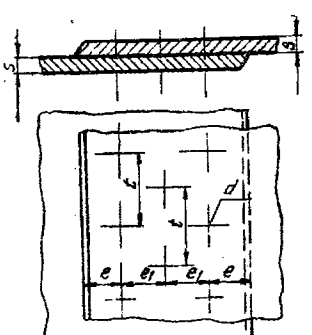


Tabelul 2.7

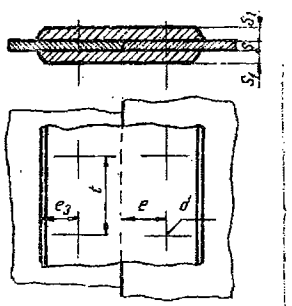
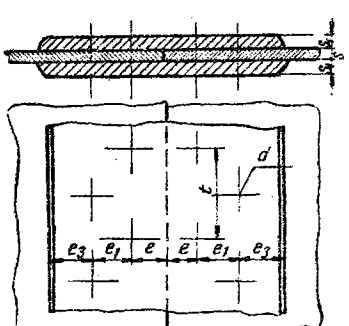
Prescripții pentru formele și dimensiunile nituirilor de rezistență-etanșare

Tipul nituirii	$q=\frac{Dp_i}{2}$ N/mm	Tabla			Eclisa		Nitul		Distanțe	
		c	c_1	φ mediu	s_e mm	Secțiuni de forfecare pe un pas m	Diametrul d mm	Pasul t mm	$\frac{e}{e_1}$ mm	e_2 mm
Prin directă suprapunere		până la 500	4,75	—	0,58	—	1	$\sqrt{50s}-4$	$2d+8$	$1{,}5d/-$	—
		400 la 950	4,75	—	0,69	—	2	$\sqrt{50s}-4$	$2{,}6d+15$	$1{,}5d/0{,}6t$	—

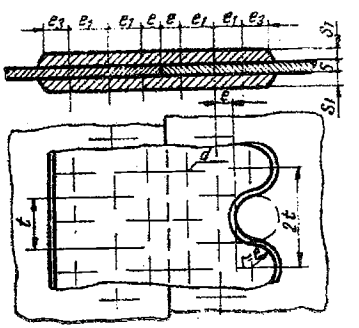
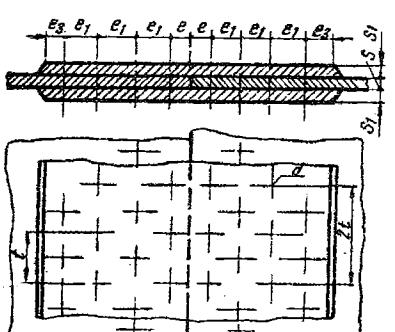
Tabelul 2.7 (continuare)

Prin directă suprapunere		450 la 1 150	4,75	—	0,67	—	2	$\sqrt{50s}-4$	$2{,}6d+15$	$1{,}5d/0{,}8t$	—
		700 la 1 350	4,75	—	0,74	—	3	$\sqrt{50s}-4$	$3d+22$	$1{,}5d/0{,}5t$	—

Tabelul 2.7 (continuare)

Tipul nituirii	$q=\frac{Dp_i}{2}$ N/mm	Tabla			Eclisa		Nitul		Distanțe	
		c	c_1	φ mediu	s_e mm	Secțiuni de forfecare pe un pas m	Diametrul d mm	Pasul t mm	$\frac{e}{e_1}$ mm	e_3 mm
Cu două eclise egale		350 la 850	4,25	2	0,68	0,6 s la 0,7 s	2	$\sqrt{5}s-5$	$2{,}6d+10$	$1{,}5d/-$	$1{,}35d$
		650 la 1 350	4	1,9	0,75	0,6 s la 0,7 s	4	$\sqrt{50s}-6$	$3{,}5d+15$	$1{,}5d/0{,}5t$	$1{,}35d$

Tabelul 2.7 (continuare)

Cu două eclise egale		1 100 la 2 400	4	1,9	0,81	0,8s	6	$\sqrt{50s}-7$	$3d+10$	$1{,}5d/0{,}6t$	$1{,}5d$
		1 900 la 3 200	4	1,9	0,83	0,8s	8	$\sqrt{50s}-8$	$3d+10$	$1{,}5d/0{,}6t$	$1{,}5d$

Deoarece forța care lucrează transversal F_t este jumătate din ceea ce lucrează longitudinal F_l,

$$F_l = \frac{Dp}{2}; \quad F_t = \frac{Dp}{4}, \tag{2.26}$$

nituirea transversală se ia cu un grad inferior nituirii longitudinale. De exemplu, dacă nituirea longitudinală este cu 3 rînduri de nituri, cea transversală se ia cu două rînduri.

Din motive de etanșeitate, pasul se limitează la $t \leqslant 8\,s$. Grosimea eclisei se ia $s_1 = (0{,}6 \ldots 0{,}7)s$.

Pentru asigurarea etanșeității, marginile tablelor se taie sub un unghi de 70°–80° și se ștemuiesc.

3. IMBINAREA PRIN SUDARE

3.1. INTRODUCERE. ISTORIC

Sudarea este un procedeu de îmbinare relativ nou, fiind introdusă pe scară largă ca procedeu tehnologic în deceniul al treilea al veacului al XX-lea. În țara noastră sudarea a început a fi folosită încă din 1925, la repararea unui pod de cale ferată. Uzinele din Reșița execută în 1929 un pod integral sudat peste Bîrzava, primul de acest fel din Europa.

Între anii 1930 și 1940, cîțiva ingineri din Timișoara în frunte cu Acad. C. Miclosi s-au grupat în asociația „Prietenii sudurii", care și-a propus să contribuie la introducerea și răspîndirea acestui procedeu tehnologic avansat. Astăzi la noi se acordă o mare atenție introducerii și extinderii sudării ca o metodă avansată de îmbinare. În acest scop, Uzinele „Industria sîrmei" din Cîmpia Turzii s-au profilat pe fabricarea de electrozi, s-au înființat o secție de sudură în cadrul Institutului politehnic Timișoara și o secție de cercetări în sudură în cadrul Bazei de cercetări din Timișoara a Academiei Republicii Socialiste România. Activitatea aceasta a dat roade. Astfel a început să fie introdusă șina de cale ferată continuă sudată, au fost realizate o serie de construcții sudate, ca: palatul C.F.R., Casa Scînteii, furnalele noi de la Reșița și Hunedoara, turbosuflante mari, vagoane în construcție sudată, coloane și vase de presiune pentru rafinării și pentru industria petrochimică etc.

Îmbinarea prin sudare este astăzi cea mai răspîndită metodă de îmbinare nedemontabilă. Ea permite realizarea de ansambluri de dimensiuni practic nelimitate. Rezistența îmbinărilor sudate la solicitări statice și de șoc tinde să egaleze rezistența metalului de bază.

Sudura se poate utiliza nu numai la îmbinarea pieselor de oțel și fontă, dar și la piese din metale neferoase, cît și din materiale plastice. Procedeele conexe sudării se utilizează și la repararea pieselor rupte și uzate, ca și la tăiere.

Sudarea prezintă următoarele avantaje tehnico-economice în raport cu nituirea :

1) Construcțiile sudate sînt mai ușoare, atît datorită lipsei de suprapuneri ale tablelor și profilurilor (de obicei), cît și prin lipsa ecliselor și a capetelor de nit. Economia de metal în cazul construcțiilor sudate față de cele nituite este de 15 ... 20%.

2) Nefiind discontinuități (găuri) în material, tensiunile se repartizează mai uniform, în timp ce la îmbinările nituite în dreptul găurilor de nit, repartizarea tensiunilor în profile este neuniformă.

3) Rezistența îmbinării sudate tinde să egaleze rezistența metalului de bază, ceea ce conduce la mărirea factorului de utilizare și deci la o economie însemnată de metal. Lipsa de discontinuități în material (găuri de nit) contribuie de asemenea la creșterea coeficientului de utilizare al tablei sau al profilului.

4) La îmbinările sudate cap la cap nu apare momentul încovoietor care apare în cazul îmbinărilor nituite prin directă suprapunere.

5) La îmbinări de rezistență-etanșare, îmbinarea sudată asigură concomitent rezistență și etanșeitate, pe cînd la îmbinarea nituită trebuie luate măsuri speciale în acest sens (se interpune între tole miniu, pînză, azbest, se ștemuiesc marginile tolei etc.).

6) Sudura se execută fără zgomot, ceea ce e un avantaj în privința condițiilor de muncă ale muncitorilor.

În raport cu piesele turnate, cele sudate prezintă o serie de avantaje, ca : forme constructive mai potrivite decît în cazul turnării, cînd din cauza pericolului tensiunilor remanente și al retasurilor, trebuie alese anumite forme constructive ; caracteristici mecanice mai ridicate ; adaosuri de prelucrare mai reduse ; nu sînt necesare modele, ceea ce reduce de obicei durata procesului de producție ; posibilitatea realizării de ansambluri prin combinarea de elemente turnate, forjate, laminate etc.

Construcțiile sudate ajung la greutăți cu 40—50% mai reduse decît cele turnate din fontă și cu 30% mai reduse decît cele turnate din oțel. Costul construcțiilor sudate este mai scăzut decît al construcțiilor turnate din oțel sau al celor forjate (mai ales la serii mai mici de fabricație).

Sudura prezintă însă și unele neajunsuri :

a) tensiuni interioare (care pot duce la deformări, fisuri și rupturi), a căror evitare impune adesea utilizarea de dispozitive costisitoare ;

b) control mai dificil al îmbinării sudate decît al celei nituite (necesită instalații speciale) ;

c) dependența calității sudurii de un complex de factori (calitatea materialului de bază, a electrodului, calificarea sudorului — la sudura manuală — condițiile de sudare etc.) ;

d) sudabilitatea limitată a unor metale și aliaje metalice ;

e) schimbări de structură ale metalului de bază în zona cusăturii sudate, ca și modificarea locală a proprietăților mecanice.

Cu toate acestea, datorită faptului că procedeul de sudare se perfecționează incontinuu, el înlocuiește tot mai mult îmbinările nituite, construcțiile turnate și cele forjate.

O soluție nouă este combinarea forjării și turnării cu sudarea, înlocuindu-se piese mari forjate sau turnate prin elemente mai mici forjate sau turnate și îmbinate între ele prin sudură.

In concluzie, utilizarea îmbinărilor sudate are ca efect construcții mai ușoare, termene mai scurte de dare în producție și preț de cost mai redus.

3.2. PROCEDEELE DE SUDARE ȘI DOMENIILE LOR DE UTILIZARE

Sudarea este procedeul de îmbinare a două piese metalice prin stabilirea forțelor de interacțiune moleculară între ele, cu sau fără adaos de metal în anumite condiții de temperatură și presiune.

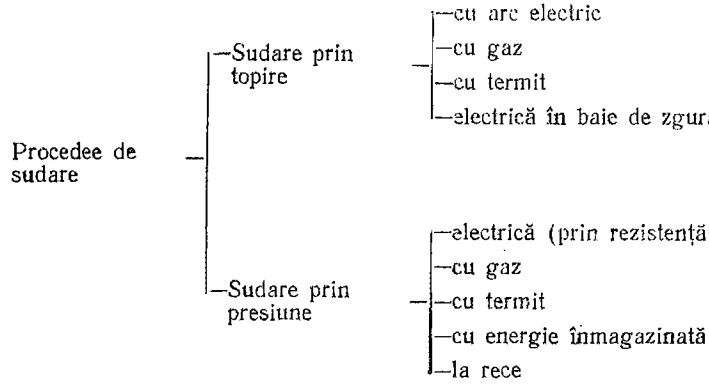
Zona în care se face îmbinarea se numește *sudură sau cusătură sudată.*

Principial se deosebesc două procedee de sudare: sudare prin topire și sudare prin presiune.

Diferitele procedee de sudare se pot reprezenta prin următoarea schemă (tabelul 3.1.):

Tabelul 3.1

Procedee de sudare



Tendința modernă este ca acolo unde se justifică din punct de vedere tehnico-economic să se aplice sudarea automată sau semiautomată sub flux.

Sudarea electrică manuală se folosește acolo unde sudarea automată nu este aplicabilă, cum e cazul sudurilor scurte, construcții individuale etc.

In cazul sudării pieselor subțiri, oțelurilor bogat aliate și metalelor neferoase se utilizează sudarea în gaz protector (argon sau bioxid de carbon).

Sudarea electrică cu electrod de cărbune sub strat de flux se folosește la sudarea unor metale neferoase, ca și la sudarea unor piese de oțel de grosime redusă (pînă la 5 mm). În acest ultim caz se preferă astăzi sudarea cu electrozi subțiri celulozici sau în mediu de CO_2.

Sudarea prin presiune se recomandă pentru îmbinări de serie mare sau de masă, la piese în formă de bare (sudare în capete) și la piese în formă de tablă (sudare în puncte sau în linie).

Sudarea cu gaz se utilizează pentru îmbinarea elementelor din oțel cu conținut redus de carbon și de grosimi reduse, de ordinul a cîtorva zecimi de milimetri pînă la 5 mm, cît și la sudarea unor aliaje neferoase și fontă.

Flacăra oxiacetilenică se folosește atît pentru sudare, cît mai ales pentru tăiere și lipire ; flacăra de hidrogen sau gaz aerian pentru sudarea plumbului, aluminiului și tablelor de oțel groase ($\leqslant 18$ mm).

Jetul de plasmă se utilizează pentru tăierea oțelurilor bogat aliate și a aliajelor și metalelor neferoase.

Ca materiale de adaos la sudarea oxiacetilenică se folosește sîrma de oțel conform STAS 1126-66. Calitățile de sîrmă prevăzute în acest standard se utilizează și pentru fabricarea electrozilor înveliți, folosiți pentru sudarea electrică cu arc. Sîrmele folosite pot fi din oțel carbon sau oțel aliat. Alierea se poate realiza și în timpul sudării (alierea în arc).

Conform STAS 1125-64, la noi în țară se fabrică 18 tipuri de electrozi pentru sudarea electrică a oțelului și a fontei.

În tabelul 3.2 se indică domeniile de utilizare ale electrozilor celor mai frecvent utilizați.

O problemă importantă a îmbinărilor sudate este *sudabilitatea*, adică proprietatea metalelor de a putea fi sudate în așa fel încît însușirile mecanice ale îmbinării să tindă spre cele ale metalului de bază. Ea este garantată de producător în baza analizei chimice, a respectării condițiilor de elaborare, precum și pe baza rezultatelor încercărilor de sudabilitate.

Pînă în prezent s-a putut stabili că sudabilitatea oțelurilor depinde în cea mai mare măsură de compoziția lor chimică și de structura lor metalografică. Ea depinde totodată de condițiile tehnologice ale sudării și de soluțiile constructive adoptate.

Elementul determinant pentru sudabilitate îl constituie conținutul în carbon. Oțelurile cu conținut redus de carbon (0,05—0,20% C) prezintă sudabilitatea cea mai bună și din această cauză sînt și cele mai întrebuințate la sudare.

Conținutul de sulf și fosfor limitează sudabilitatea oțelurilor datorită faptului că ele măresc fragilitatea oțelurilor. De aceea conținutul în sulf și fosfor se limitează la $S+P < 0{,}1\%$, iar la electrozi la 0,07%.

În ultimul timp au început a fi utilizate cu succes în construcții sudate oțeluri slab aliate. Cel mai important dintre aceste oțeluri este oțelul 17 M 13

Electrozi de sudură *Tabelul 3.2*

Marca electrodului	Tipul de înveliș	Destinația principală
Electrozi înveliți pentru sudarea oțelurilor nealiate și slab aliate pentru construcții (STAS 7240-65 *)		
EL-38 A	Acid cu SiO_2, FeO	Pentru oțeluri necalmate cu max. 0,20% C, la table și profile subțiri și mijlocii
EL-42 A		Ca și EL 38 A, însă și pentru oțeluri necalmate cu max. 0,25% C. Solicitări dinamice Ambele pentru sudare la poziție orizontală
EL-38 T	Titanic cu TiO_2 (Rutil)	Ca EL 38 A, însă pentru toate pozițiile de sudare. Special pentru sudarea tablelor subțiri
EL-44 T		Ca EL 38 T, însă și pentru oțeluri calmate cu max. 0,25% C, precum și la table mijlocii și groase. Solicitări dinamice
EL-44 C	Celulozic cu rutil	Ca EL 44 T, însă și pentru table și profile subțiri și mijlocii. Special pentru stratul *I* la țevi
EL-42 B	Bazic cu $CaCO_3$ și CaF_2	Pentru oțeluri calmate max. 0,30% C și table groase. Rezistență foarte mare la fisurare
EL-50 B		Ca EL 42 B, însă și pt. oțeluri carbon cu 0,3—0,5% C și oțel 17M13 sau similar. Reparații la piese cu secțiune mari
Electrozi destinați sudării oțelurilor slab aliate rezistente la temperaturi pînă la 600 °C (STAS 7240-65 *)		
EL-Mo B	Bazic cu feroaliaj	Pt. oțel aliat cu Mo termorezistent. (500 °C)
EL-Mo CrB		Pt. oțel aliat cu MoCr, termorezistent (550 °C)
Electrozi înveliți pt. încărcarea prin sudare cu metal avînd proprietăți speciale (STAS 7241-65 *)		
EI-25 EI-40	Bazic	Piese uzate din oțel carbon și slab aliate
EI M 13S	Bazic	Încărcarea pieselor uzate din oțel cu conținut ridicat de Mn
Electrozi pt. sudarea fontei cenușii (STAS 7242-65)		
EF-M	Grafitic	Sîrmă monel. Sudură moale, prelucrabilă ușor.
EF-B	Bazic	Sîrmă fier. Sudură dură, prelucrabilă la polizor

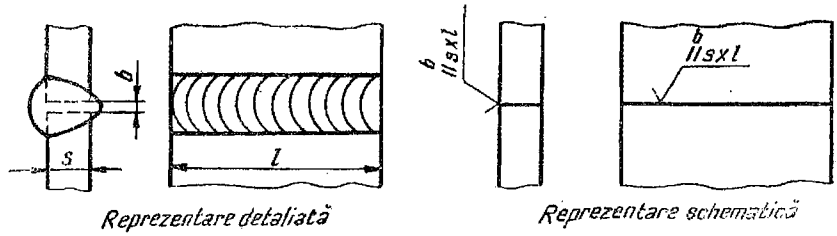


Fig. 3.1.

(OL X 52) ale cărui proprietăți au fost studiate în cadrul laboratorului de rezistența materialelor al IPT. În prezent se studiază la ICEM (Institutul de cercetări metalurgice) oțeluri slab aliate cu Mn, V, Mo și Cu, care pe lîngă sudabilitate bună asigură o limită de curgere înaltă (500 N/mm²) și tenacitate mare (oțelurile ICEM 43-19 și ICEM 50-16).

Și alte metale și aliaje, ca : fontă, aliaje de cupru, aluminiu, magneziu etc. se pot suda, însă în condiții speciale. Materialele termoplastice se sudează în condiții foarte bune.

În cazul nesiguranței în ceea ce privește sudabilitatea unui material, se utilizează probe de sudură care permit verificarea sudabilității unui anumit material în anumite condiții de sudare.

Reprezentarea în desenele tehnice a îmbinărilor sudate se execută de obicei schematic (STAS 735-64 și 736-64).

Notarea pe desen se face prin simbolul sudurii cuprinzînd tipul sudurii, dimensiunile rostului, numărul de poziție a sudurii și, de la caz la caz, și simboluri suplimentare. De exemplu, o sudură cap la cap în I cu lățimea rostului *b*, grosimea sudurii *s* și lungimea *l* se reprezintă schematic ca în figura 3.1.

3.3. CLASIFICAREA ÎMBINĂRILOR SUDATE

În tabelul 3.3. se indică o clasificare a sudurilor din punctul de vedere al formei și dimensiunilor acestora.

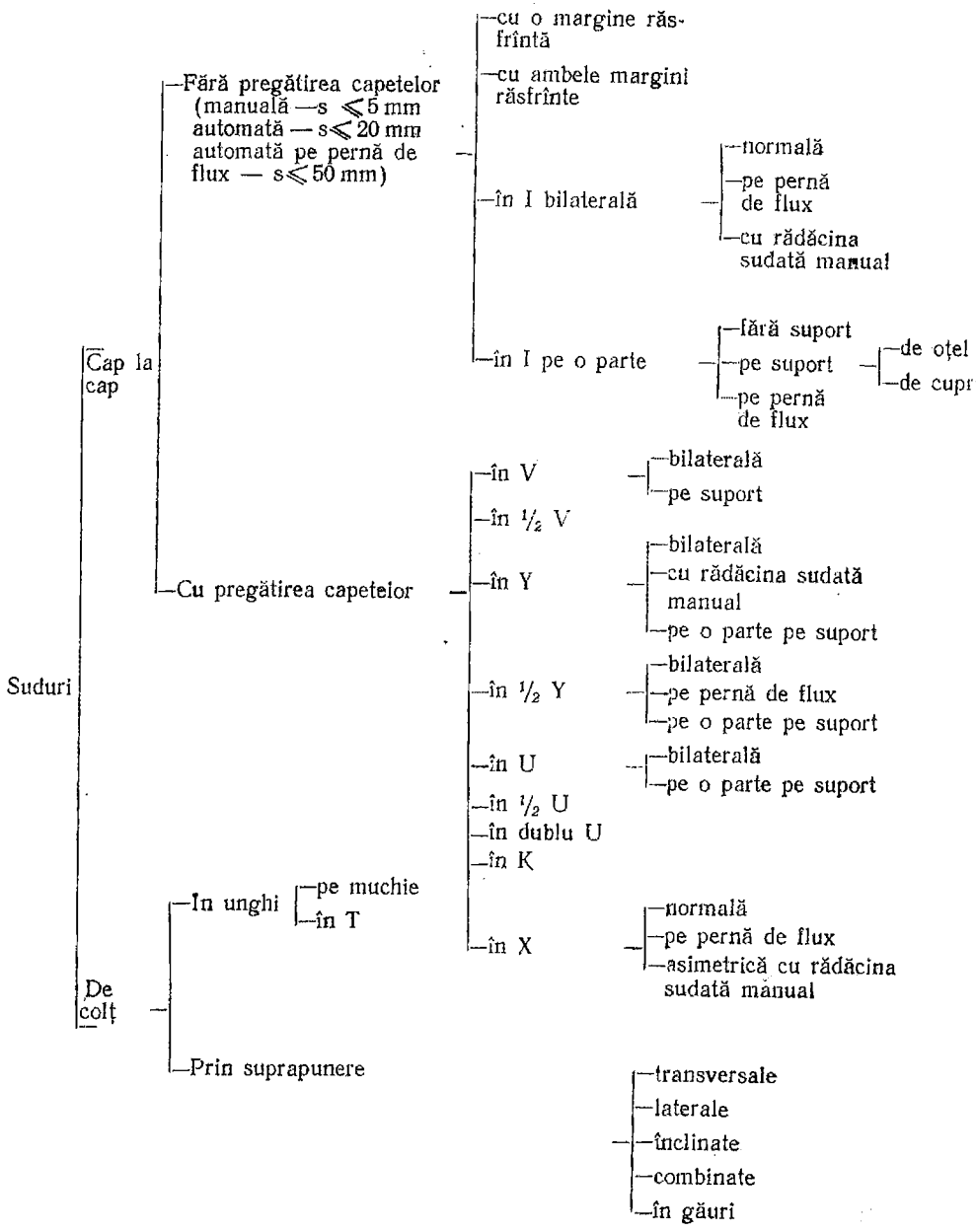
N o t ă : Nu toate formele de suduri sînt utilizate la ambele tipuri principale de suduri ; unele forme sînt specifice numai sudurii manuale, altele numai celei automate, cele mai multe sînt însă comune ambelor tipuri de suduri.

În figurile 3.2 și 3.3 se indică cîteva tipuri uzuale de suduri cap la cap (fig. 3.2 — suduri executate automat ; fig. 3.3 — suduri executate manual).

Sudurile de colț, din punctul de vedere al formei suprafeței sudurii pot fi plane (fig. 3.4, *a*), convexe (fig. 3.4, *b*) sau concave (fig. 3.4, *c*, *d*).

Tabelul 3.3

Clasificarea sudurilor



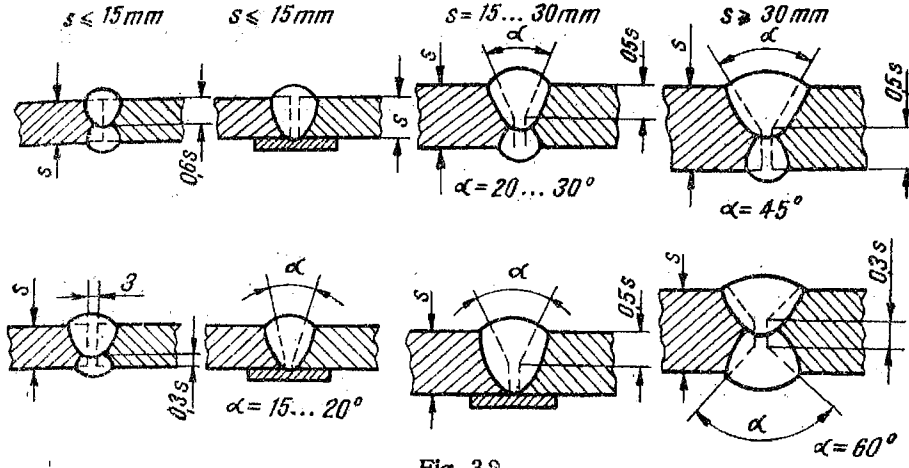


Fig. 3.2.

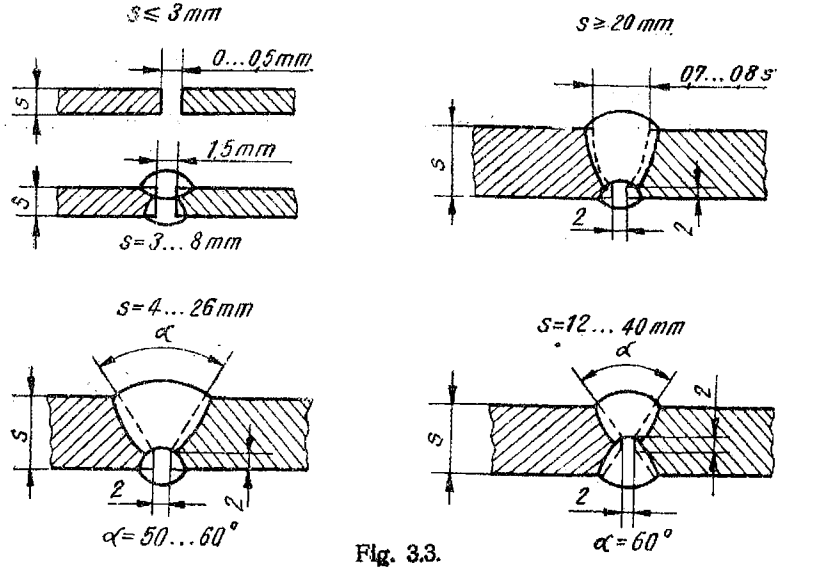


Fig. 3.3.

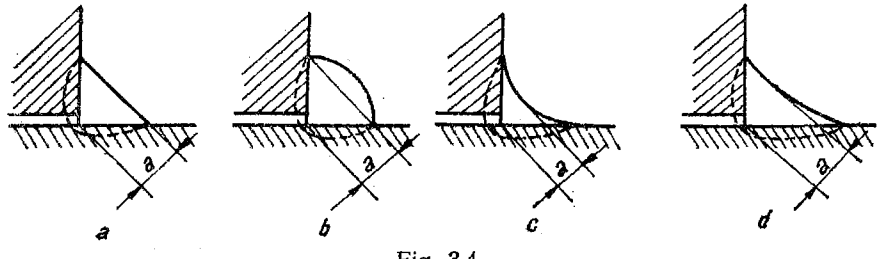


Fig. 3.4.

3.4. TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIILOR SUDATE ȘI REZISTENȚE ADMISIBILE

3.4.1. **Tehnologia construcțiilor sudate** comportă următoarele etape :

1) Alegerea materialelor de bază (se va ține seama de indicațiile de la § 3.2. *sudabilitate* și de economicitatea construcției).

2) Pregătirea pieselor pentru sudare (tăiere, pregătirea marginilor).

3) Alegerea electrozilor (și a fluxului), a utilajului și a sursei de curent în funcție de materialul de sudat, de poziția de sudare și de posibilități.

4) Sudarea propriu-zisă după o alegere judicioasă a succesiunii de executare a cusăturilor, care să asigure deformații și tensiuni interne minime, curățind în prealabil suprafețele de sudat și ulterior sudurile.

5) Tratamente termice (se aplică mai ales la executarea prin sudare a organelor de mașini de răspundere), constînd într-o recoacere pentru detensionare.

6) Pentru a mări rezistența la oboseală a pieselor sudate, cusăturile se prelucrează prin așchiere.

7) Controlul sudurilor se face în primul rînd în ceea ce privește aspectul, etanșeitatea, duritatea. La piese sudate de răspundere se face și un control cu raze X, cu raze γ sau cu ultrasunete.

3.4.2. **Rezistențele admisibile ale îmbinărilor sudate** depind de următorii factori :

a) rezistența admisibilă a metalului de bază și felul solicitării ;

b) caracterul sarcinii (statică, variabilă, cu șoc);

c) procesul tehnologic al sudării ;

d) tipul sudurii și calitatea electrodului ;

e) tratamentul ulterior aplicat sudurii (termic, mecanic, prelucrare prin așchiere).

Rezistențele admisibile ale îmbinărilor sudate pentru construcții metalice, supuse la solicitări statice sînt indicate în tabelul 3.4, conform STAS 763-66, materialul de bază fiind OL 38, OLT 35, OLT 45 și 17 M 13.

In tabelul 3.4 σ_a este rezistența admisibilă a oțelului corespunzător ipotezelor de încărcare I și II, conform STAS 763-66.

Rezistențele admisibile ale cusăturilor sudate utilizate în construcția de mașini la solicitări statice se calculează în funcție de rezistența admisibilă a materialului de bază cu relația :

$$\sigma_{as} = \varphi \sigma_{at} . \qquad (3.1)$$

Valorile coeficientului φ sînt indicate în tabelul 3.5.

Rezistențele admisibile ale sudurilor sînt reduse față de cele ale materialului de bază din următoarele cauze :

a) cusătura sudată are o structură mai puțin densă decît cea a materialului de bază, are incluziuni nemetalice și pori ;

b) existența tensiunilor reziduale din cauza răcirii neuniforme, cît și complexitatea eforturilor ;

c) calificarea sudorului în cazul sudurilor executate manual.

Tabelul 3.4

Rezistența admisibilă a construcțiilor metalice sudate [N/mm²]

Nr. crt.	Tipul sudurii	Solicitarea	Simbolul	Coeficientul aplicat în raport cu rezistența admisibilă σ_a a materialului pieselor care se sudează	Marca oțelului care se sudează					
					OL 38 și OLT 35		OLT 45		17 M 13	
					Ipoteza de încărcare					
					I	II	I	II	I	II
1	Sudura cap la cap	Compresiune	σ_{as}	1,00	150	170	160	180	210	240
2		Întindere								
		a) Sudură executată automat, semiautomat și sudură electrică executată manual la care se aplică un control 100% cu mijloace perfecționate	σ_{as}	1,00	150	170	160	180	210	240
		b) sudură executată automat, semiautomat și sudură electrică executată manual la care se aplică un control cu mijloace obișnuite	σ_{as}	0,80	120	135	130	145	170	190
3		Forfecare	τ_{as}	0,65	100	110	105	120	140	155
4	Sudură de colț	Forfecare	τ_{as}	0,65	100	110	105	120	140	155

Notă: Ipotezele de încărcare (v. tabelul 2.4).

Tabelul 3.5

Coeficientul φ pentru organe de mașini sudate cap la cap

Felul solicitării	Metoda de sudare			
	Manual		Semiautomat	Automat sub flux
	EL 38 A	EL 42 A		
Întindere	0,6	0,8	0,7	0,9
Compresiune	0,75	1,0	0,9	1,0
Încovoiere	0,65	0,85	0,75	0,9
Forfecare	0,5	0,65	0,5	0,65

Deoarece majoritatea organelor de mașini sînt supuse la solicitări variabile în timp, atunci cînd se pune problema construirii de organe de mașini sudate, ca : roți dințate sudate, tamburi sudați etc. se pune problema calculului îmbinărilor sudate la oboseală.

Calculul se poate executa cu relațiile cunoscute pentru calculul la oboseală. El se poate efectua în două feluri :

a) Cînd se cunoaște rezistența la oboseală a tipului respectiv de sudură (σ_{-1s}) :

$$c=\frac{\sigma_{-1s}}{\sigma_v}; \quad c=\frac{\sigma_{-1s}}{\sigma_v+\frac{\sigma_{-1s}}{\sigma_{rs}}\sigma_m}. \tag{3.2}$$

b) Cînd se cunoaște rezistența la oboseală a metalului de bază și un coeficient β care ține seama de diminuarea rezistenței la oboseală datorită sudării (similar cu coeficientul de concentrare utilizat la calculul celorlalte organe de mașini). In acest caz, relațiile de calcul sînt :

$$c=\frac{\sigma_{-1}}{\beta\sigma_v}, \quad c=\frac{\sigma_{-1}}{\beta\sigma_v+\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}\sigma_m}. \tag{3.3}$$

In tabelul 3.6 se indică valorile coeficienților β pentru cîteva tipuri de suduri mai uzuale.

Verificarea la oboseală a grinzilor căilor de rulare, a grinzilor platformelor pe care sînt încărcări mobile sau sînt așezate utilaje care dau vibrații se face cu relația :

$$\sigma_{max} \leqslant \gamma\sigma_a$$

Coeficientul γ se determină cu formula :

$$\gamma=\frac{1{,}4}{(a\beta\pm 0{,}3)-(a\beta\mp 0{,}3)\,R} \tag{3.4}$$

și se limitează la valoarea 1 ; a depinde de tipul de construcție și de materialul de bază ; pentru oțel carbon, $a=0{,}75\ldots0{,}90$; pentru oțel slab aliat, $a=0{,}80\ldots0{,}95$;

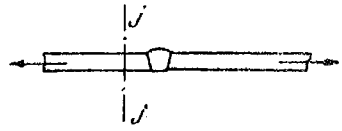
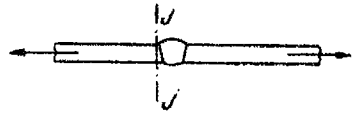
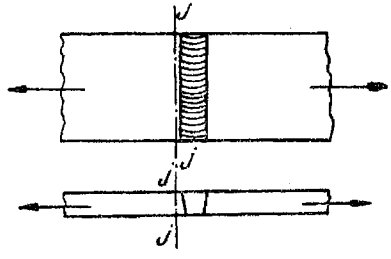
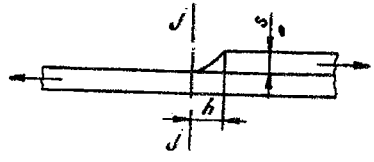
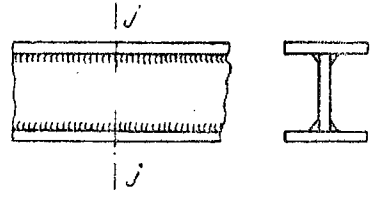
$$R=\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}, \quad \text{sau} \quad \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}, \quad \textit{coeficientul de asimetrie.}$$

In relația (3.4) semnul superior se ia cînd efortul maxim este de întindere, iar semnul inferior cînd este de compresiune.

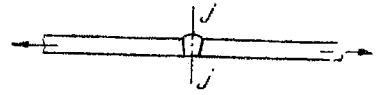
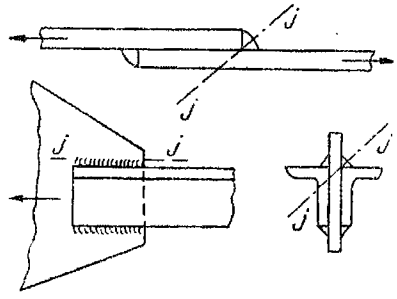
Rezistențele admisibile ale cusăturilor sudate au fost considerate independent de grosimea sudurii. Cercetările experimentale arată însă că pentru sudurile de colț, rezistențele admisibile variază cu grosimea sudurii, și anume scad cu creșterea grosimii. Deci cusăturile subțiri rezistă la tensiuni

Tabelul 3.6

Coeficienți de concentrare β specifici sudurii

Nr. crt.	Schema îmbinării și poziția secțiunii de calcul *j—j*	Caracteristicile secțiunii	β	
			Oțel carbon	Oțel slab aliat
1		În metalul de bază neinfluențat de sudură sau găuri, având suprafața laminată neprelucrată și marginile laminate sau tăiate și prelucrate mecanic	1	1
2		În metalul de bază, la marginea sudurii cap la cap, având o racordare lină cu piesa	1,4	1,8
3		În metalul de bază, la marginea sudurii cap la cap polizată sau prelucrată cu alte mijloace mecanice speciale : *a*) la îmbinările tablelor de aceeași grosime și lățime	1	1
		b) la îmbinările tablelor de lățimi diferite	1,2	1,4
		c) în îmbinările tablelor de grosimi diferite . . .	1,3	1,6
4		În metalul de bază, lîngă cordoane de sudură de colț concave frontale, cu raportul catetelor $h/s=1{,}5$, cateta mare fiind în lungul efortului : *a*) fără prelucrarea mecanică a sudurii ;	2,7	3,7
		b) cu prelucrarea mecanică a sudurii	1,5	1,9
5		În secțiunile transversale ale elementelor sudate cu suduri continue, solicitate de tensiuni în lungul axei sudurii în secțiunile influențate de sudurile nervurilor de rigidizare : *a*) sudură executată automat și semiautomat . .	1	1
		b) sudură executată manual	1,3	1,6

Tabelul 3.6 (continuare)

Nr. crt.	Schema îmbinării și poziția secțiunii de calcul $j-j$	Caracteristicile secțiunii	β	
			Oțel carbon	Oțel slab aliat
6		In suduri cap la cap cu rădăcina resudată executate :		
		a) automat și manual controlate cu radiații	1	1
		b) automat fără control cu radiații	1,1	1,2
		c) manual fără control cu radiații	1,2	1,4
7		In suduri de colț :		
		a) frontale, în secțiunea de calcul a sudurii executată :		
		— manual	2,3	3,2
		— automat	1,7	2,4
		b) laterală, solicitate la forfecarea produsă de un efort axial la îmbinare	3,4	4,4

mai mari decît cusăturile groase. Și din punct de vedere al prețului de cost sudurile subțiri sînt mai ieftine, întrucît costul sudurii, fiind proporțional cu volumul materialului depus, crește cu pătratul grosimii, în timp ce capacitatea portantă în cazul cel mai avantajos se mărește simplu în raport cu grosimea sudurii (v. § 3.5). Trebuie avut însă în vedere că sudurile subțiri sînt mai sensibile la formarea de fisuri inițiale din cauza răcirii lor rapide (v. și § 3.7).

La stabilirea grosimii sudurilor se va avea în vedere că cusăturile de colț, depuse într-un singur strat, nu pot fi mai groase de 6 mm. Dacă e necesară o cusătură mai groasă, atunci se suprapun mai multe straturi. Și aici trebuie să se țină seama de faptul că grosimea straturilor superioare nu poate să depășească 4 mm.

3.5. CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA ÎMBINĂRILOR SUDATE

3.5.1. **Îmbinările sudate cap la cap** sînt de preferat celor de colț, datorită calităților lor tehnice și economice. Ele se caracterizează prin două dimensiuni : grosimea a și lungimea l_s. Grosimea de calcul a cusăturii se ia egală cu

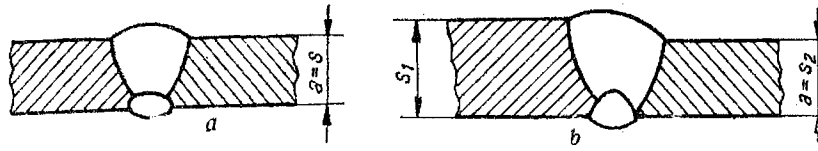


Fig. 3.5.

grosimea pieselor de sudat (fig. 3.5, *a*). Dacă cele două piese de sudat au grosimi diferite, drept grosime de calcul a sudurii se ia grosimea piesei mai subțiri ($a=s$, fig. 3.5, *b*). În grosimea de calcul nu se ține seama de faptul că sudura este bombată.

Conform STAS 6662-62 (pentru sudarea manuală) și STAS 6726-66 (pentru sudarea automată) în cazul tablelor de grosimi inegale, dacă diferența între grosimi nu depășește o anumită valoare (indicată în standarde) sudura se poate executa la fel cu cea a tablelor de grosime egală. Dacă însă diferența între grosimi depășește valoarea x, se va executa teșirea pînă la grosimea tablei mai subțiri de o parte pe lățimea $l=5\ (s_1-s)$ și pe ambele părți pe lățimea $l=2{,}5\ (s_1-s)$ (fig. 3.5, *b*).

Lungimea de calcul a sudurii l se consideră lungimea cusăturii din care se scade $2a$, lungimile craterelor de început și sfîrșit de sudură. La sudurile de calitate și în special la cele automate se poate lua $l=l_s$.

Sudurile cap la cap se pot executa cu sau fără pregătirea marginilor pieselor de sudat (fig. 3.3). Sudarea se poate executa pe o singură parte (calitate mai slabă) sau pe două părți, cînd se obține o sudură de calitate superioară. Dacă sudarea nu se poate efectua decît pe o singură parte, atunci în partea opusă, pentru evitarea scurgerii metalului se utilizează o plăcuță de oțel sau de cupru sau, în cazul sudării automate sau semiautomate, se sudează pe pernă de flux (tabelul 3.3).

Sudurile cap la cap se verifică cu următoarele relații :

1) Suduri perpendiculare pe direcția solicitării de întindere sau compresiune care trece prin centrul de greutate al prinderii :

$$\sigma_s = \frac{F}{al} \leqslant \sigma_{as}\,. \tag{3.5}$$

2) Suduri supuse la forfecare :

$$\tau_s = \frac{F}{al} \leqslant \tau_{as}\,. \tag{3.6}$$

3) Suduri supuse la încovoiere :

$$\sigma_{is} = \frac{M}{I_s}\,y \leqslant \sigma_{as}\,, \tag{3.7}$$

unde y este distanța de la axa neutră pînă la punctul în care se calculează tensiunea.

4) Suduri supuse la încovoiere şi întindere sau compresiune :

$$\sigma_s = \frac{F}{al} \pm \frac{M}{I_s} y \leqslant \sigma_{as} . \tag{3.8}$$

5) Suduri supuse la eforturi normale şi tangenţiale :

$$\sigma_{ec} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leqslant \sigma_a , \tag{3.9}$$

sau :

$$\sigma_{ec} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leqslant \sigma_{as} , \tag{3.10}$$

unde σ_a este rezistenţa admisibilă în materialul de bază.

a) Îmbinări sudate cap la cap supuse la forţe axiale centrice (fig. 3.6).

Condiţia de rezistenţă la solicitarea axială centrică se poate scrie (relaţia 3.5) :

$$F = A_s \sigma_s ,$$

unde :

$A_s = la$ este aria secţiunii sudurii ;

$a = s$ — grosimea pieselor îmbinate (la grosimi inegale grosimea piesei mai subţiri) ;

σ_s — tensiunea de întindere, respectiv compresiune din sudură.

Pentru a realiza suduri avînd o capacitate portantă egală cu cea a piesei sudate se pot utiliza cusături înclinate cu un unghi β (fig. 3.7). Calculul unghiului β rezultă pe baza următoarelor considerente :

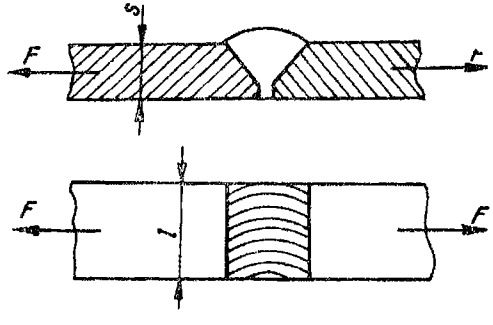


Fig. 3.6.

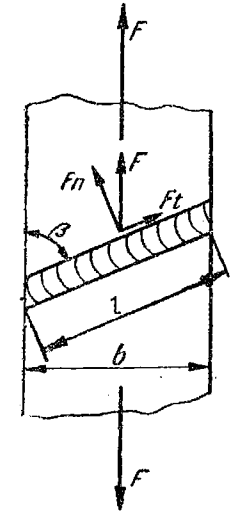


Fig. 3.7.

Descompunînd forța normal și paralel cu cusătura se obține :

$$F_n = F \sin \beta = al\sigma_s ;$$
$$F_t = F \cos \beta = al\tau_s . \tag{3.11}$$

Tensiunile sînt :

$$\tau_s = \frac{F_t}{al} = \frac{F \cos \beta}{al} ;$$
$$\sigma_s = \frac{F_n}{al} = \frac{F \sin \beta}{al} . \tag{3.12}$$

Tensiunea echivalentă fiind $\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_s^2 + \tau_s^2}$, rezultă :

$$\sigma_{es} = \frac{F}{al} = \frac{F \sin \beta}{ab} \leqslant \sigma_{as} . \tag{3.13}$$

În același timp, în materialul de bază tensiunea este :

$$\sigma_t = \frac{F}{sb} \leqslant \sigma_{at} . \tag{3.14}$$

Împărțind inegalitățile (3.13) și (3.14) se obține :

$$\sin \beta \leqslant \frac{\sigma_{as}}{\sigma_{at}} . \tag{3.15}$$

Pentru : $\sigma_{as} = \sigma_{at}$; $\sin \beta = 1$ (nu este nevoie de cusătură înclinată);

$$\sigma_{as} = 0{,}8\sigma_{at} : \sin \beta = 0{,}8 ; \beta = 53°$$
$$\sigma_{as} = 0{,}7\sigma_{at} : \sin \beta = 0{,}7 ; \beta = 45°.$$

Sudura cap la cap înclinată mai prezintă și avantajul că concentratorul de tensiune datorit sudurii nu apare într-o singură secțiune transversală.

b) Îmbinări sudate cap la cap supuse la momente încovoietoare. Se recomandă ca sudurile cap la cap supuse la încovoiere să aibă fața cusăturii întinsă (fig. 3.32) sau să se execute cu completare la rădăcină.

În caz că secțiunea îmbinării sudate este dreptunghiulară, tensiunea de încovoiere este :

$$\sigma_s = \frac{M_i}{W_s} = \frac{6M_i}{la^2} \leqslant \sigma_{as} . \tag{3.16}$$

La grinzi scurte se ia în considerare și influența forței tăietoare Q.

$$\tau_{s\,max} = \frac{3}{2} \frac{Q}{al} . \tag{3.17}$$

În acest caz tensiunea de comparație este :

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + 3\tau_s^2} \leqslant \sigma_a .$$

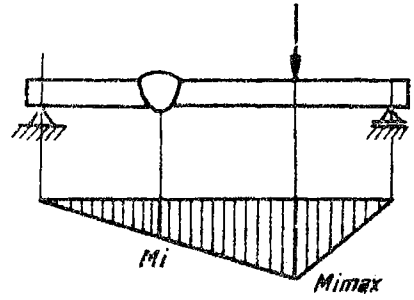


Fig. 3.8.

Pentru a asigura o capacitate portantă egală a cusăturii cu metalul de bază, sudura nu se va aplica într-o secțiune unde momentul încovoietor este maxim (fig. 3.8), ci se va executa într-o secțiune astfel încît să fie îndeplinită condiția :

$$\frac{M_i}{M_{i\,max}} \leqslant \frac{\sigma_{as}}{\sigma_{ai}}. \tag{3.18}$$

3.5.2. **Sudurile de colț** sînt caracterizate prin lungimea sudurii l_s și prin înălțimea triunghiului dreptunghi a, înscris în secțiunea transversală a sudurii (fig. 3.4). Ca urmare, grosimea sudurilor de colț plane sau convexe este :

$$a = 0{,}7\ s. \tag{3.19}$$

În cazul sudurilor concave :

$$a \approx 0{,}5\ s. \tag{3.20}$$

Lungimea de calcul a sudurii de colț trebuie să îndeplinească condițiile :

$$l \geqslant 40\ \text{mm} ;\ l > 6\ a.$$

La sudurile întrerupte, intervalul între suduri va fi maximum $15\ s$ la elementele comprimate și maximum $30\ s$ la elementele întinse. *Calculul tensiunilor reale din sudurile de colț* este complicat din cauza stării complexe de tensiuni la care sînt solicitate aceste suduri.

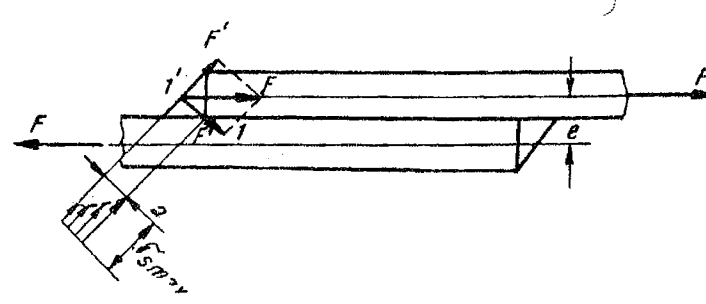


Fig. 3.9.

În figura 3.9 în care este reprezentată spre exemplificare o sudură de colț frontală, se vede că secțiunea critică a sudurilor de colț este planul bisector al unghiului diedru în care se depune materialul de adaos. După cum se observă, secțiunea critică 1'—1 este supusă la o solicitare compusă de întindere, încovoiere și forfecare. Deoarece este complicat a efectua calculul de rezistență la solicitarea compusă și ținînd seama că sudura prezintă rezistența cea mai redusă la forfecare (tabelul 3.5) s-a admis convențional să se considere toate sudurile de colț solicitate la forfecare în secțiunea minimă *al*.

Sudurile de colț se verifică cu următoarele relații :

1) Suduri supuse la compresiune sau întindere sau la o forță tăietoare, acționînd în centrul de greutate al îmbinărilor :

$$\tau = \frac{F}{\sum al} \leqslant \tau_{as} . \tag{3.21}$$

2) Suduri supuse la încovoiere :

$$\tau = \frac{M}{I_s} y \leqslant \tau_{as} . \tag{3.22}$$

a) *Sudură transversală (frontală)* încărcată cu o sarcină axială centrică (fig. 3.10).

Cele două suduri sînt supuse la întindere și la încovoiere datorită dezaxării *e*. Acoperirea *p* a plăcilor se ia $p \geqslant 4s$, unde *s* este grosimea plăcii celei mai subțiri din îmbinare.

De obicei se face abstracție de încovoiere și se calculează aceste cusături numai la întindere cu relația :

$$F = 2al\sigma_s . \tag{3.23}$$

Condiția pentru realizarea unei îmbinări în care atît profilul cît și sudura să asigure aceeași capacitate portantă este :

$$2al\sigma_{as} = sl\sigma_{at}$$

și, admițînd $\sigma_{as} = 0{,}65\,\sigma_a$, rezultă :

$$a = \frac{s}{1{,}3} = 0{,}77\,s.$$

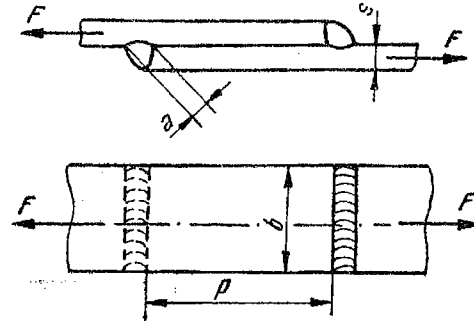


Fig. 3.10.

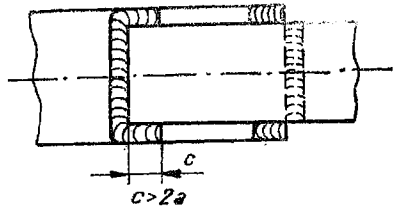


Fig. 3.11.

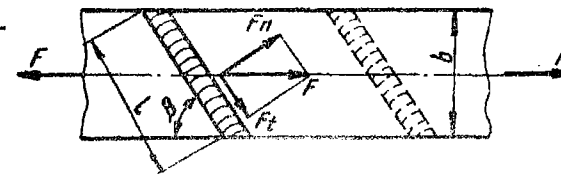


Fig. 3.12.

Dar $a \leqslant 0{,}7\,s$ (relația 3.19), deci nu se pot realiza două cusături transversale care să transmită aceeași forță ca și profilurile ce se îmbină, decît dacă se prelungește sudura și lateral.

De aceea, se recomandă ca sudurile de colț pentru îmbinări frontale sau transversale să fie prelungite dincolo de capetele muchiei, în jurul colțului, pe o lungime de $c \geqslant 2\,a$ (fig. 3.11).

O altă soluție pentru realizarea de capacități portante egale în sudură și profil este realizarea de suduri înclinate (fig. 3.12 ; v. și § 3.5.1, a):

$$F_n = F \sin\beta\,; \quad F_t = F\cos\beta\,; \tag{3.24}$$

$$\sigma_s = \frac{F\sin\beta}{2la}\,; \quad \tau_s = \frac{F\cos\beta}{2la}\,;$$

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_s^2 + \tau_s^2} = \frac{F}{2la} = \frac{F\sin\beta}{2ba} \leqslant \tau_{as}. \tag{3.25}$$

Pentru a asigura capacități portante egale în sudură și profil trebuie îndeplinită condiția :

$$\frac{2ba\tau_{as}}{\sin\beta} = bs\sigma_{at};$$

$$\sin\beta = \frac{2\cdot 0{,}65\sigma_{at}\cdot 0{,}7\cdot s}{s\sigma_{at}} = 0{,}91\,; \quad \beta = 65°. \tag{3.26}$$

b) *Sudură transversală* supusă unui moment încovoietor (fig. 3.13). Tensiunea maximă în sudură este :

$$\tau_s = \pm\frac{M_i}{W_s} \leqslant \tau_{as}\,; \quad W_s = \frac{ab_1^2}{6}\,; \quad b_1 = b - 2a. \tag{3.27}$$

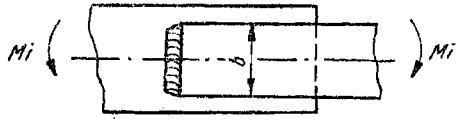


Fig. 3.13.

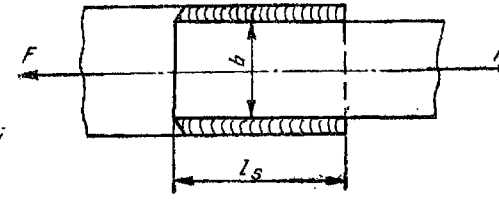


Fig. 3.14.

Dacă sudura este supusă la o sarcină axială și la un moment încovoietor, relația de calcul este:

$$\tau_s = \pm \frac{M_i}{W_s} + \frac{F}{A_s} \leqslant \tau_{as}. \tag{3.28}$$

c) *Sudură laterală (longitudinală)* supusă la o forță axială centrică (fig. 3.14).

La aceste cusături tensiunile de-a lungul sudurii nu sînt uniforme, ci maxime la margini și minime spre mijlocul cusăturii (v. lucrarea de laborator nr. 2). Cu cît cusătura este mai scurtă, cu atît diferența între tensiunea maximă și minimă este mai mică și deci repartiția tensiunilor de-a lungul sudurii este mai uniformă. De aceea se limitează lungimea cusăturilor de colț laterale la $l \leqslant 60\,a$.

Relația de calcul a acestei suduri este (3.21):

$$F = 2la\tau_s.$$

d) *Sudură laterală* supusă la o forță axială excentrică.

În caz că se sudează, de exemplu, un cornier de o platbandă prin cusături de colț laterale, forța acționează excentric față de axa de simetrie a sudurilor. Pentru ca centrul de greutate al cusăturilor să coincidă cu axa neutră a profilului trebuie satisfăcute relațiile (fig. 3.15):

$$\begin{gathered} M_1 = M_2 \text{ și } F_1 + F_2 = F \\ M_1 = F_1 e_x\,; \quad M_2 = F_2(b - e_x)\,, \end{gathered} \tag{3.29}$$

sau, conform relației (3.29):

$$F_1 e_x = F_2(b - e_x). \tag{3.30}$$

Pe de altă parte,

$$F_1 = al_1\tau_s, \quad F_2 = al_2\tau_s$$

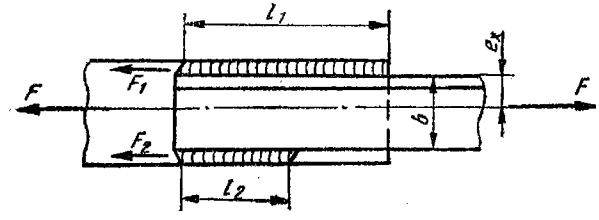
care înlocuite în relația (3.30) rezultă:

$$al_1\tau_s e_x = al_2\tau_s(b - e_x).$$

În felul acesta raportul lungimii cusăturilor este:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{b - e_x}{e_x} = k. \tag{3.31}$$

Fig. 3.15.



Suma lungimilor sudurilor este :

$$\sum l = l_1 + l_2 = l_2(k+1)$$

și, ca urmare :

$$l_2 = \frac{\sum l}{k+1} \quad l_1 = \frac{k \cdot \sum l}{k+1}.$$

Din relația (3.21) rezultă :

$$\sum l = \frac{F}{a\tau_{as}},$$

(relație de dimensionare) sau :

$$\tau_s = \frac{F}{a \cdot \sum l} \leqslant \tau_{as}$$

(relație de verificare).

În caz că se ține seama de faptul că forța F nu se află în planul bazei cornierului (sau a unui profil U sau I), ci la distanța e_y, atunci sudura trebuie calculată și la încovoiere, momentul încovoietor fiind (fig. 3.16):

$$M_i = Fe_y;$$

$$\sigma_{is} = \frac{M_i}{W_s}; \tag{3.32}$$

$$\tau_s = \frac{F}{a(l_1 + l_2)} = \frac{F}{al_2(1+k)};$$

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + 3\tau_s^2} \leqslant \sigma_{ai}.$$

Se recomandă a se evita încărcarea suplimentară datorită momentului încovoietor $M_i = Fe_y$ prin simetrizarea construcției (fig. 3.17).

e) *Sudură laterală* supusă unui moment încovoietor (fig. 3.18). Admițînd că tensiunile sînt uniform repartizate în sudură, se poate considera că

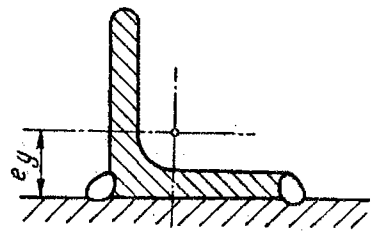


Fig. 3.16.

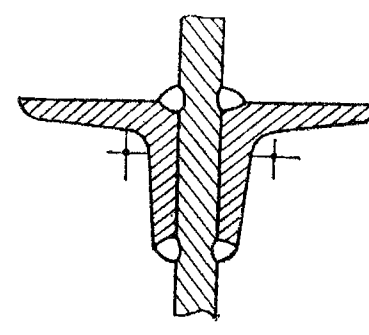
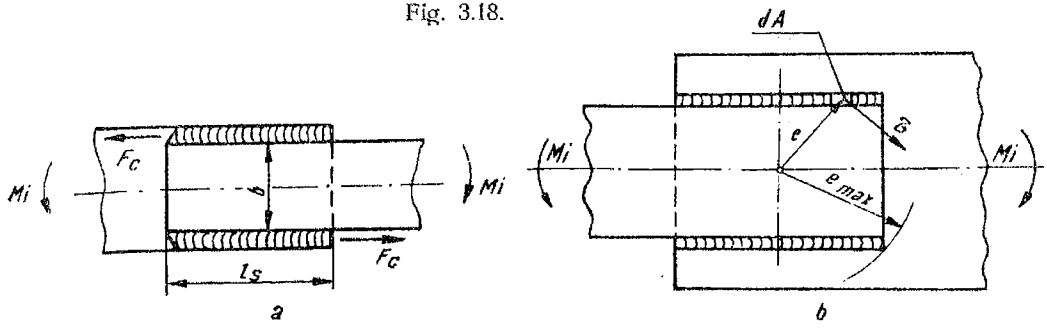


Fig. 3.17.

Fig. 3.18.



momentului exterior i se opune cuplul de forțe F_c astfel că fiecare cusătură este solicitată la forfecare de forța (fig. 3.18, *a*):

$$F_c = \frac{M_i}{b+a}. \tag{3.33}$$

Tensiunea din sudură va fi:

$$\tau_s = \frac{F_c}{al} = \frac{M_i}{al\,(b+a)}. \tag{3.34}$$

Ipoteza repartiției uniforme a tensiunilor este valabilă în cazul sudurilor scurte. La suduri mai lungi, trebuie să se țină seama de faptul că tensiunea este proporțională cu distanța elementului de centrul de rotație (fig. 3.18, *b*):

$$\frac{\tau_s}{e} = \frac{\tau_{s\,max}}{e_{max}}. \tag{3.35}$$

Momentul rezistent dintr-o secțiune elementară din sudură este:

$$dM = e\tau_s \cdot dA.$$

Condiția de echilibru al momentelor rezistente față de centrul de rotație se obține prin integrare:

$$M_i = \int_A e\tau_s d4 = \frac{\tau_{s\,max}}{e_{max}} \int_A e^2 dA = \frac{\tau_{s\,max}}{e_{max}} I_{ps}, \tag{3.36}$$

unde I_{ps} este momentul de inerție polar al ariei secțiunilor sudurilor față de centrul de rotație.

Dacă asupra îmbinării acționează și o forță axială F, deoarece tensiunile produse de forță, τ_{sF} și de moment τ_{sM} au direcțiile diferite, ele se însumează vectorial:

$$\bar{\tau}_{s\,tot} = \bar{\tau}_{sF} + \bar{\tau}_{sM}. \tag{3.37}$$

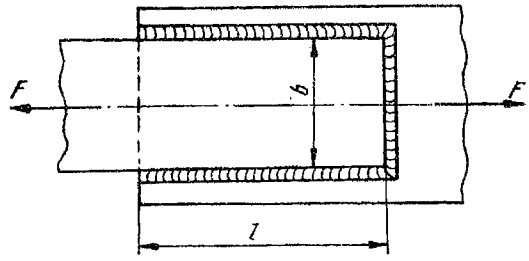


Fig. 3.19.

f) *Suduri combinate (transversale și laterale)* supuse unei forțe axiale F (fig. 3.19). Forța care se poate transmite printr-o asemenea sudură este (3.21) :

$$F = a\tau_s \sum l,$$

unde Σl este lungimea întregului perimetru al cusăturilor, din care se scad craterele de început și sfîrșit de sudură.

g) *Suduri combinate* supuse la un moment încovoietor (fig. 3.20).

Pentru aceste cusături există mai multe metode de calcul, bazate pe diferite ipoteze.

1) Ipoteza independenței acțiunii forțelor (fig. 3.20, *a*). Pentru un calcul aproximativ se poate admite ipoteza simplificatoare că sudurile lucrează independent, adică momentul pe care-l preia îmbinarea cu cusătură combinată este egal cu suma momentelor preluate de fiecare din componentele cusăturii (v. § 3.5.2, *b* și *d*):

$$M = \left[al(b+a) + \frac{ab^2}{6}\right]\tau_s;$$

$$\tau_s = \frac{M}{al(b+a) + \frac{ab^2}{6}} \leqslant \tau_{as}. \qquad (3.38)$$

Metoda poate fi aplicată în cazul sudurilor combinate, cu cusături laterale scurte.

2) Calculul pe baza momentului de inerție polar (fig. 3.20, *b*). Momentul M tinzînd să rotească sudurile este echilibrat de momentele rezistente care produc în diferitele puncte ale sudurilor tensiuni proporționale cu razele vectoare e duse din centrul de rotație (centrul de greutate al cusăturilor sudate).

Relația de calcul este (3.36):

$$M_t = \frac{\tau_{s\,max}}{e_{max}} I_{ps}.$$

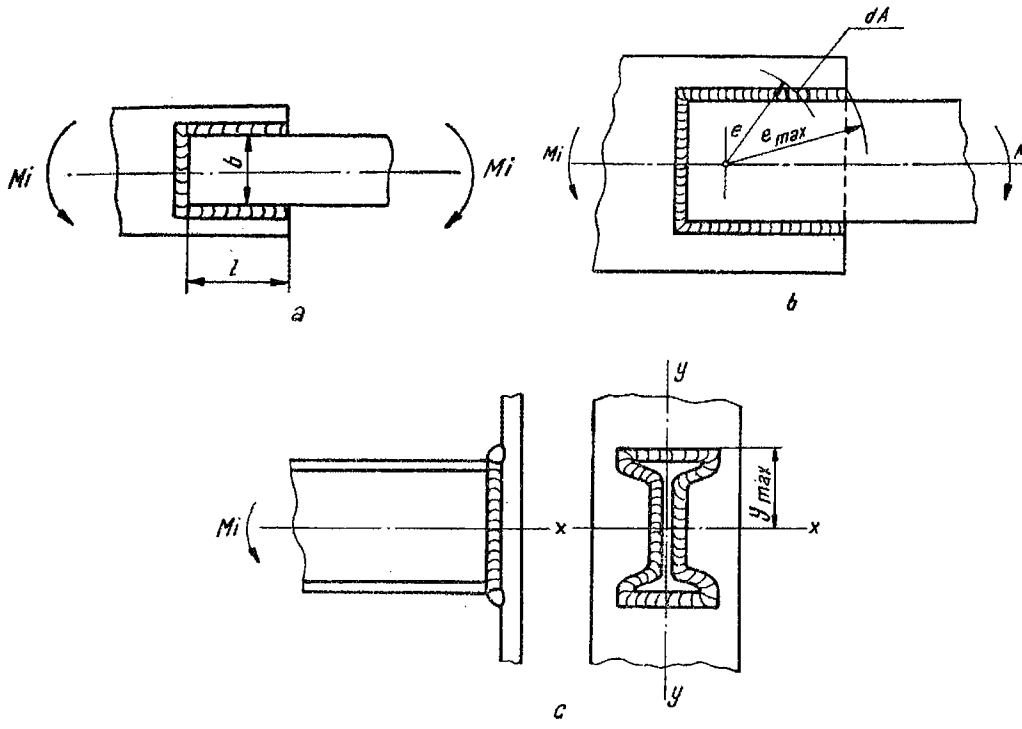


Fig. 3.20.

Tensiunea maximă din cusătură este :

$$\tau_{s\,max} = \frac{M_t}{I_{ps}} e_{max} . \tag{3.39}$$

În cazul cînd asupra îmbinării lucrează şi o forţă tăietoare Q se consideră că ea solicită numai cusăturile după direcţia forţei Q.

3) Calculul pe baza momentului de inerţie axial al cusăturii.

Se admite că momentul M e echilibrat de momentele forţelor preluate de cusături şi că tensiunile depind liniar de distanţa la axa geometrică a elementului

$$\frac{\tau_s}{y} = \frac{\tau_{s\,max}}{y_{max}} ; \tag{3.40}$$

$$M_t = \frac{\tau_{s\,max}}{y_{max}} I_x . \tag{3.41}$$

Utilizarea acestei metode este raţională în cazul unor forme complicate ale cusăturii (fig. 3.20, *c*).

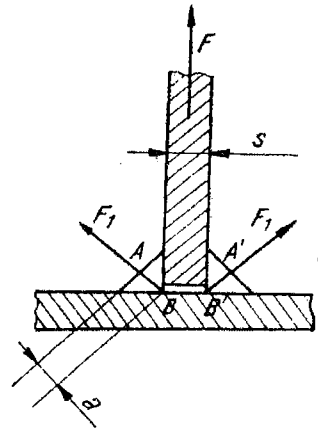


Fig. 3.21.

h) *Îmbinare în T cu cusături bilaterale* supusă la întindere. Planele *AB, A'B'*, înclinate cu 45° față de direcția forței (secțiunea minimă) conțin secțiunile periculoase. Forța F_1 ce revine unei secțiuni va fi (fig. 3.21) :

$$F_1 = \frac{F}{2\cos\alpha} = \frac{F}{\sqrt{2}}. \tag{3.42}$$

Făcîndu-se abstracție de repartiția neuniformă a tensiunilor în secțiunea periculoasă se poate scrie :

$$\tau_s = \frac{F_1}{A_s} = \frac{F}{\sqrt{2}al} = \frac{0{,}7F}{al} \leqslant \tau_{as}. \tag{3.43}$$

Această simplificare e valabilă pentru grosimi a sub 5 mm, cînd practic are loc o egalizare a tensiunilor.

Condiția ca atît sudura, cît și piesele care se îmbină să aibă aceeași capacitate portantă este :

$$sl\sigma_{at} = \frac{al \cdot 0{,}65 \cdot \sigma_{at}}{0{,}7}; \tag{3.44}$$

$$a = \frac{0{,}7}{0{,}65} s = 1{,}1s. \tag{3.45}$$

Prin urmare, pentru o utilizare rațională a materialului pieselor sudate, cît și a sudurii ar fi necesar a se lua $a = 1{,}1\,s$, ceea ce practic este greu de realizat din cauza condiției $a \leqslant 5$ mm.

i) *Îmbinare în T cu cusături bilaterale supusă la încovoiere* (fig. 3.22). Și aici secțiunile periculoase fiind înclinate cu 45° față de axa piesei, se

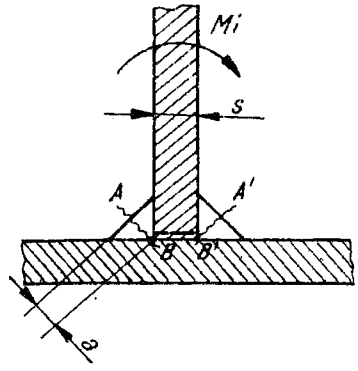


Fig. 3.22.

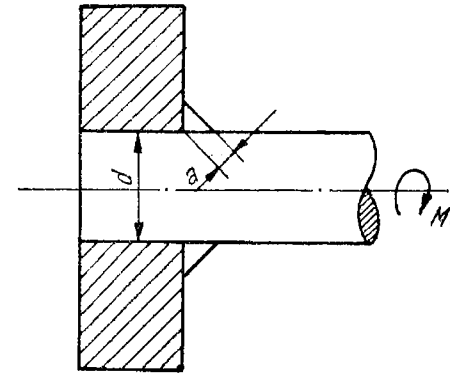


Fig. 3.23.

consideră modulul de rezistență W_s al secțiunilor AB, $A'B'$, rabătute pe un plan perpendicular pe axa piesei :

$$W_s = \frac{l[(s+2a)^3 - s^3]}{6(s+2a)};$$

$$\tau_s = \frac{M_t}{W_s} \leqslant \tau_{as}. \tag{3.46}$$

Se recomandă a se lua $a = 0{,}7\ s$.

Cînd forța tăietoare Q este importantă (brațul momentului încovoietor e redus) se calculează tensiunea echivalentă cu relația :

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + 3\tau_s^2} \leqslant \sigma_a,$$

unde :

$$\tau_s = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{2al} = \frac{3Q}{4al}. \tag{3.47}$$

j) *Suduri de colț care transmit un moment de torsiune* (fig. 3.23 ; v. și fig. 3.30).

Tensiunea medie în secțiunea periculoasă este :

$$\tau_s = \frac{M_t}{W_p}.$$

Modulul de rezistență polar al secțiunii periculoase rabătută într-un plan perpendicular pe direcția momentului de torsiune are valoarea :

$$W = \frac{J_p}{\frac{d+2a}{2}} = \frac{\pi(d+2a)^3}{16}(1-\xi^4), \tag{3.48}$$

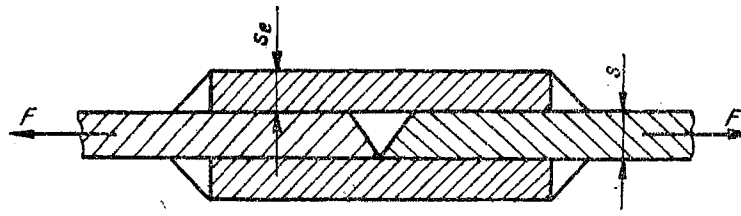


Fig. 3.24.

unde :

$$\xi = \frac{d}{d+2a}.$$

k) *Îmbinări sudate întărite cu eclise* (fig. 3.24). Utilizarea eclișelor se admite numai la piese supuse la solicitări statice. Nu se admit eclise care produc o solicitare suplimentară de încovoiere.

Îmbinările sudate întărite cu eclise se execută în așa fel, încît să fie utilizată toată capacitatea portantă a pieselor îmbinate, ținînd seama că rezistența admisibilă a sudurii este inferioară rezistenței admisibile a elementelor îmbinate. Prin urmare, secțiunea eclisei rezultă din relația :

$$A\sigma_{at} - A\sigma_{as} = 2A_{se}\sigma_{ae}; \tag{3.49}$$

$$A_{se} = \frac{(\sigma_{at} - \sigma_{as})\,A}{2\sigma_{ae}}, \tag{3.50}$$

unde :

A_{se} este secțiunea cusăturii sudate a unei eclise ;
A — secțiunea pieselor care se îmbină ;
σ_{as} — rezistența admisibilă a sudurii cap la cap ;
σ_{ae} — rezistența admisibilă a sudurii eclisei ;
σ_{at} — rezistența admisibilă a materialului pieselor care se îmbină.

În figura 3.25 este prezentată o îmbinare sudată cu eclise pentru mărirea capacității portante a sudurii cap la cap a unui profil I.

l) *Suduri în tăieturi* (fig. 3.26). Astfel de suduri se utilizează atunci cînd nu se poate realiza lungimea de cusătură rezultată din calcul. În figura 3.26 sînt prezentate și condițiile constructive care se impun sudurilor în tăieturi.

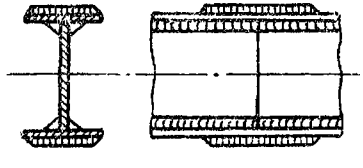


Fig. 3.25.

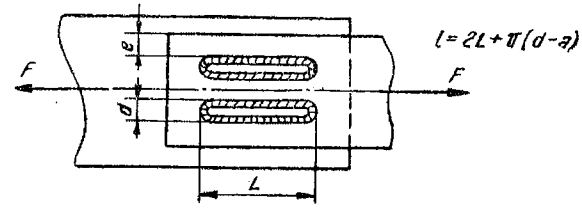


Fig. 3.26.

Lungimea de calcul a sudurii inelare e dată de relația :

$$=2L+\pi(d-a). \tag{3.51}$$

Capacitatea portantă a unei tăieturi sudate este :

$$F=la\tau_{as}. \tag{3.52}$$

3.5.3. **Suduri prin presiune.** La piesele care urmează a fi sudate cap la cap prin presiune, trebuie să se prevadă un adaos la dimensiunea piesei. Dimensiunile adaosurilor a_d se iau în funcție de diametrul piesei $a_d=(0{,}4\ldots0{,}7)d$, crescînd cu scăderea diametrului piesei de sudat.

Sudura în puncte se calculează la forfecare cu relația :

$$\tau_s=\frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}<\tau_{as}, \tag{3.53}$$

unde :

F este forța care lucrează asupra punctului de sudură ;

d — diametrul punctului.

$$\sigma_{as}=0{,}5\sigma_a.$$

Diametrul punctului de sudură trebuie să satisfacă relația :

$$d=1{,}5\,s_{min}+5\text{ mm},$$

unde s_{min} este grosimea elementului minim de îmbinare.

În cazul cînd o îmbinare de n puncte de sudură e supusă la o forță axială, se consideră că forța se repartizează uniform pe cele n puncte.

În cazul îmbinării a două elemente, distanța între două puncte de sudură (pasul) se ia :

$$p\geqslant 3d \quad \text{și} \quad p\geqslant 60\text{ mm},$$

iar în cazul îmbinării a 3 elemente :

$$p\geqslant 4d \quad \text{și} \quad p\geqslant 80\text{ mm}.$$

Distanța de la punctul de sudură la marginea elementului se ia cel puțin $2d$.

3.6. SUDURI DE REZISTENȚĂ-ETANȘEITATE

Aceste suduri se utilizează la execuția cazanelor cu abur și a altor vase supuse la presiuni interioare, înlocuind aproape complet nituirea.

Vasele cilindrice se calculează cu relația (2.25), introducîndu-se rezistența admisibilă la întindere a materialului virolelor.

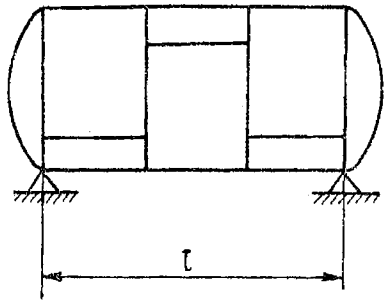


Fig. 3.27.

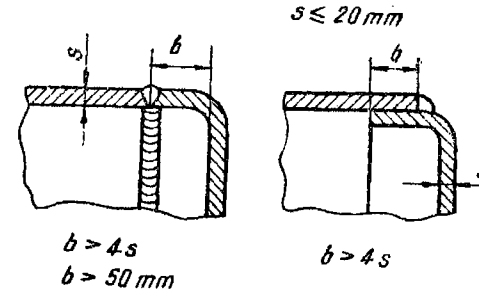


Fig. 3.28.

Rezistența admisibilă depinde de temperatura și presiunea la care lucrează vasul. Pentru $t \leqslant 250$ °C și $p \leqslant 150$ N/cm² rezistența admisibilă este:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{c}; \quad c = 4.$$

Pentru temperaturi $250\ °C < t < 350$ °C, rezistența admisibilă se calculează în funcție de limita de curgere la cald, la temperatura de regim ($c = 2$), iar la temperaturi $t > 350$ °C se pornește de la limita de fluaj.

Pentru coeficientul de calitate al sudurii φ se admit valori în domeniul $\varphi = 0{,}7 \ldots 1{,}0$, valoarea minimă admițîndu-se pentru sudura executată manual fără completare la rădăcină, iar cea maximă pentru sudura automată sub flux executată pe ambele părți.

Verificarea rezistenței îmbinărilor sudate se face în secțiunea transversală, deoarece aici apar și tensiuni de încovoiere (fig. 3.27), cu toate că tensiunile de întindere sînt de două ori mai mici decît cele din secțiunea longitudinală:

$$\sigma_{ts} = \frac{pD}{4(s - a_c)}; \tag{3.54}$$

$$\sigma_{is} = \frac{M_i}{I_s} e_{max}; \tag{3.55}$$

$$\sigma_{ts} + \sigma_{is} \leqslant \sigma_{as}. \tag{3.56}$$

La sudarea cazanelor nu se admit decît îmbinări cap la cap. Suduri de colț se admit numai la îmbinarea părții cilindrice cu fundul în cazul cînd grosimea pereților $s \leqslant 20$ mm, în care caz lățimea părții care se suprapune trebuie să fie cel puțin $4s$.

Vasele avînd grosimea pereților $s \geqslant 32$ mm, ca și acelea la care raportul $\frac{D}{s} < 16$, după sudare trebuie supuse unui tratament termic de revenire.

Distanța de la cusătura sudată pînă la partea rotunjită a fundului trebuie să satisfacă condițiile din figura 3.28.

3.7. PROBLEME CONSTRUCTIVE ALE IMBINĂRILOR SUDATE

Ținînd seama că sudura și zona învecinată sînt încărcate cu tensiuni suplimentare datorită procesului tehnologic, construcțiile sudate comportă anumite măsuri constructive, specifice. Astfel, pentru reducerea tensiunilor interne din suduri se va evita acumularea de căldură, preferîndu-se cusături subțiri, care sînt avantajoase și din punct de vedere economic (v. § 3.4.2). Trebuie avut însă în vedere că la cusăturile subțiri există pericolul de formare de martensită și pori, motiv pentru care sudurile de rezistență vor avea cel puțin 3 mm grosime. Din același motiv se va respecta ordinea corectă de sudare pentru anularea tensiunilor interne. Se va evita aglomerarea de cusături (fig. 3.29, *a*) și se vor asigura condiții de deformare liberă (fig. 3.29, *b*). In limita posibilităților, sudurile de rezistență se vor detensiona în cuptor la 600 °C.

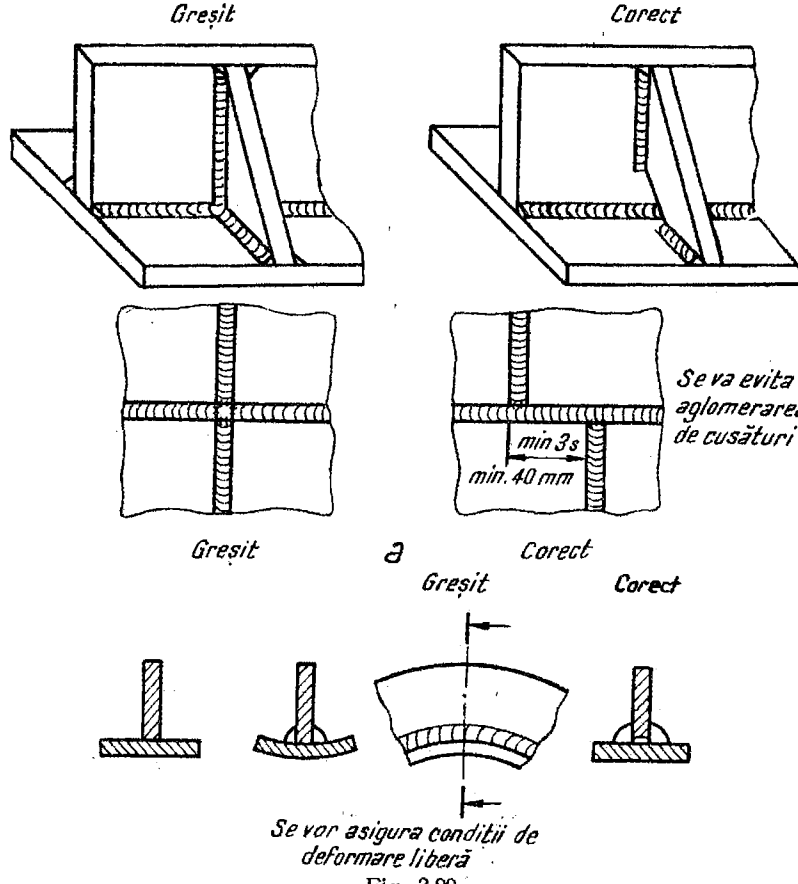


Fig. 3.29.

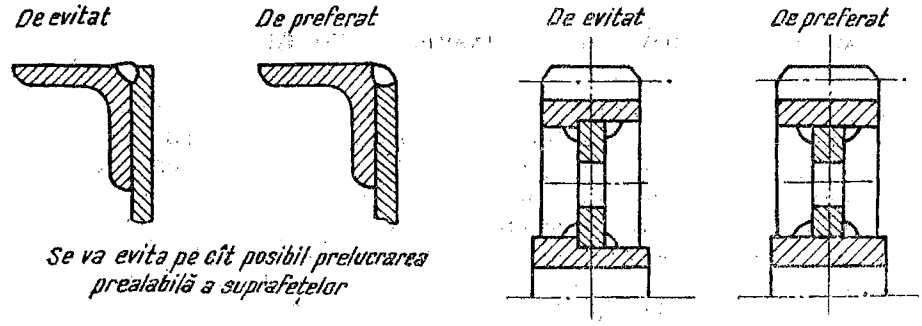


Fig. 3.30.

Pentru a realiza construcții sudate ieftine :

— se va evita pe cît posibil prelucrarea prealabilă a suprafețelor de sudat (fig. 3.30) ;

— se va căuta să se facă cît mai multă economie de manoperă și material (cusături, tăieturi, îndoiri etc. — fig. 3.31);

Pentru a mări capacitatea portantă a îmbinărilor sudate se vor lua următoarele măsuri :

— la suduri supuse la încovoiere, rădăcina cusăturii se va scoate din zona solicitată la întindere (fig. 3.32);

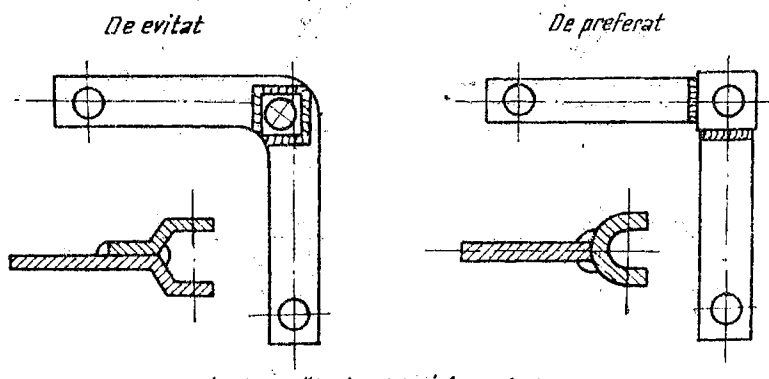


Fig. 3.31.

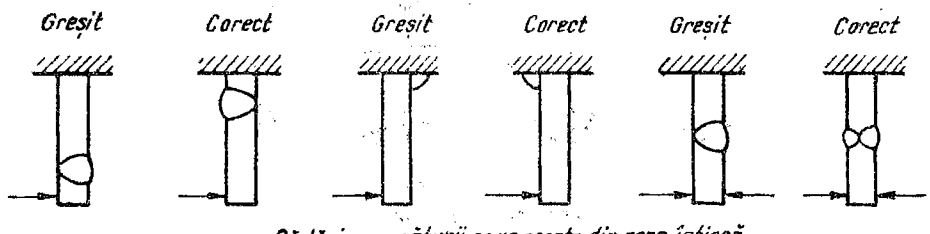


Fig. 3.32.

Fig. 3.33.

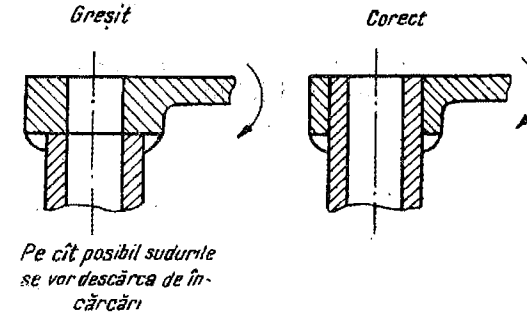


Fig. 3.34.

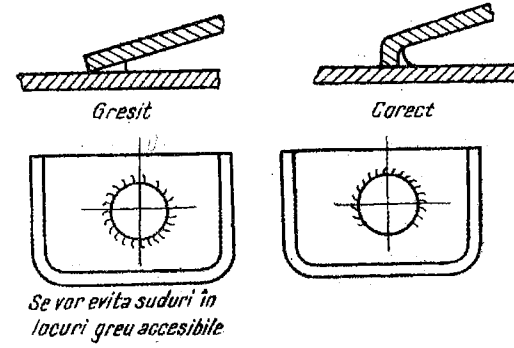


Fig. 3.35.

— se vor evita cusăturile cu încărcări excentrice (de exemplu, T unilateral — fig. 3.33);

— pentru mărirea rezistenței la oboseală a cusăturilor sudate se recomandă ecruisarea prin ciocănire; sudurile cap la cap se prelucrează plan, iar sudurile de colț se execută de secțiune concavă, de preferință cu laturi inegale (fig. 3.4, *d*);

— pe cît posibil, sudurile se vor descărca de solicitări prin măsuri constructive (fig. 3.34);

— se va evita sudarea de jos în sus (dificilă), ca și sudurile în locuri greu accesibile (fig. 3.35).

3.8. IMBINĂRI PRIN LIPIRE, INCLEIERE, CHITUIRE

Imbinările prin lipire se pot realiza folosind ca element de îmbinare unele materiale metalice sau nemetalice (adezivi, cleiuri).

Diferența între o îmbinare prin lipire și sudură constă în faptul că la lipituri, temperatura de topire a materialului de adaos este sub temperatura de topire a materialului de bază.

Avantajele lipiturilor cu adaos metalic față de îmbinările prin sudare constau în faptul că ele se execută cu o încălzire relativ redusă, ceea ce evită în general tensiunile interne și deformațiile; totodată, utilajul tehnologic necesar este simplu și ieftin.

Ținînd seama că lipirea se poate executa pe suprafața de contact a pieselor îmbinate (fig. 3.36), și nu numai cu cusături laterale ca la îmbinările sudate, ea permite realizarea de capacități portante ale îmbinărilor egale cu cele ale metalului de bază, cu toate că rezistențele lor admisibile sînt mici.

Inconvenientul prezentat este că necesită materiale de adoas deficitare (cele metalice), producînd aglomerări de material (datorită suprapunerilor pe suprafețe relativ mari).

Lipiturile cu material de adaos metalic sînt de două feluri: lipituri moi și lipituri tari, în funcție de temperatura de topire a aliajului de lipit; astfel, cele care se execută sub 450 °C sînt lipituri moi, iar cele peste această temperatură sînt lipituri tari (numite și brazuri).

Ca materiale de adaos pentru lipire, pentru lipituri moi se folosesc aliaje de cositor și zinc, iar pentru lipituri tari, alamă, zinc, aliaje de argint și de aluminiu.

Lipiturile moi au rezistențe admisibile mai scăzute decît lipiturile tari. Astfel la lipituri moi $\tau_{af} \leqslant 20$ N/mm², la lipituri tari, pe bază de aliaje de zinc, $\tau_{af} \leqslant 60$ N/mm², iar la cele pe bază de alamă și aliaje de argint $\tau_{af} \leqslant 60 \ldots 80$ N/mm².

Calculul unei îmbinări prin lipire prin suprapunere solicitate de o forță axială se execută cu relația (fig. 3.36):

$$F = lb\tau_f, \tag{3.57}$$

l și b fiind respectiv lungimea și lățimea îmbinării.

Lipiturile solicitate de momente încovoietoare se calculează cu relația:

$$M_l = W_l \sigma_l, \tag{3.58}$$

unde W_l este modulul de rezistență al lipiturii $\left(W_l = \frac{lb^2}{6}\right)$.

Lipiturile moi se folosesc de obicei la îmbinarea conductoarelor electrice și cu scopuri de etanșare (cutii și vase în industria alimentară, aparatură sanitară etc.).

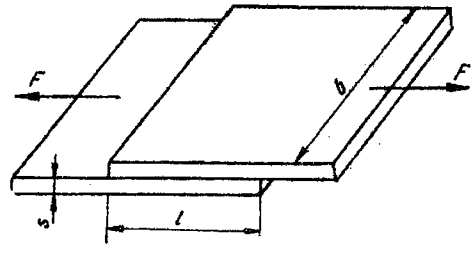


Fig. 3.36.

Deoarece lipiturile și în special cele moi au o rezistență mecanică scăzută, ele se vor descărca constructiv de solicitări. In figura 3.37 se indică cîteva soluții constructive corecte, după ce s-au indicat soluțiile necorespunzătoare.

Lipiturile cu adezivi (cleiuri) se realizează prin aplicarea într-un strat subțire a unui adeziv, între cele două piese de îmbinat prin suprapunere.

Adezivii sînt foarte variați. Ei conțin în general un material care se evaporă, restul substanței întărindu-se și aderînd la cele două suprafețe care se îmbină.

Se îmbină prin lipire : lemnul și hîrtia (încleiere), cauciucul (vulcanizare), metalele (lipire cu adezivi). Adezivii pentru lipirea pieselor metalice sînt de obicei polimeri de diferite tipuri : fenolici, polivinilici, epoxidici, alchidici etc.

In cazul unor îmbinări mai complicate, de exemplu pentru fixarea unui cuzinet de rubin într-un lagăr se folosesc ca element de îmbinare chiturile (ciment, chit de magneziu, chituri de topire care se dizolvă în alcool și apoi se întăresc etc.).

Calculul acestor lipituri se execută la fel ca și cele cu material de adaos metalic. Rezistența admisibilă la forfecare a adezivilor sintetici ajunge pînă la $\tau_{af} \leqslant 50$ N/mm^2.

Lipirea cu adezivi s-a răspîndit foarte mult datorită următoarelor avantaje :

a) elimină apariția tensiunilor interne ;

b) permite îmbinarea unor materiale nesudabile, ca și a unor piese din materiale diferite ;

c) evită coroziunea de contact ;

d) tehnologie simplă și ieftină.

Dezavantaje :

a) nu rezistă la temperaturi ridicate (peste 200 °C);

b) nu prezintă siguranță în timp ;

c) control nedistructiv dificil.

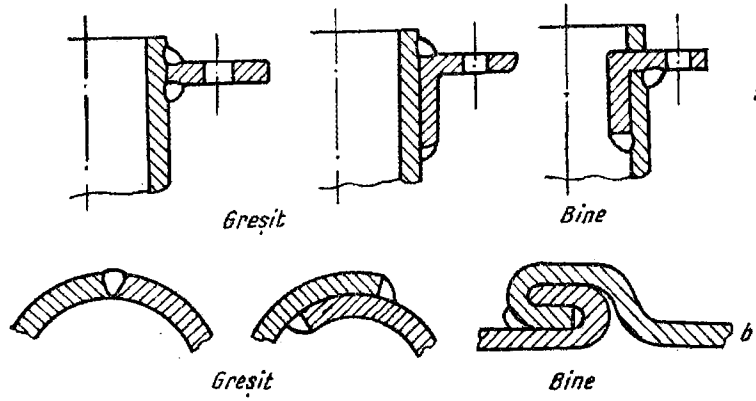


Fig. 3.37.

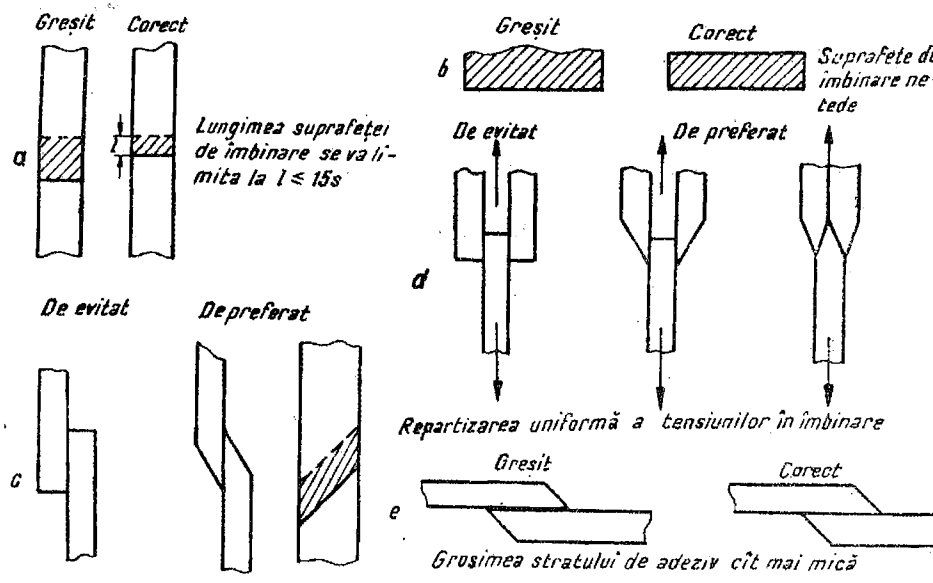


Fig. 3.38.

Lungimea suprafeței de suprapunere nu poate fi mărită oricît pentru a obține capacități portante mari din cauza repartiției neuniforme a tensiunilor de-a lungul lipiturii. De aceea se limitează lungimea lipiturii la $l \leqslant 15\,s$.

În figura 3.38 se indică o serie de soluții constructive pentru mărirea capacității portante a lipiturilor cu adezivi.

3.9. ÎMBINĂRI NEDEMONTABILE SPECIALE

În afară de îmbinările nedemontabile clasice studiate mai înainte se folosesc și o serie de îmbinări speciale ca: îmbinările poansonate, îmbinările cusute, îmbinările prin răsfîngere, îmbinările prin nervurare.

Îmbinările poansonate se realizează prin poansonarea tablelor de grosimi pînă la 6 mm, prezentînd avantajul unei rezistențe mari și a lipsei unor organe speciale de îmbinare.

Îmbinările cusute se realizează prin coasere cu ajutorul unor agrafe de sîrmă de oțel ($\sigma_r = 1\,500 \ldots 2\,500$ N/mm^2) pe mașini de cusut speciale. Mașinile execută tipuri diverse de agrafe (cusături) (fig. 3.39).

Se pot îmbina prin această metodă piese de metal între ele, ca și piese de metal cu piese din materiale nemetalice sau piese din materiale nemeta-

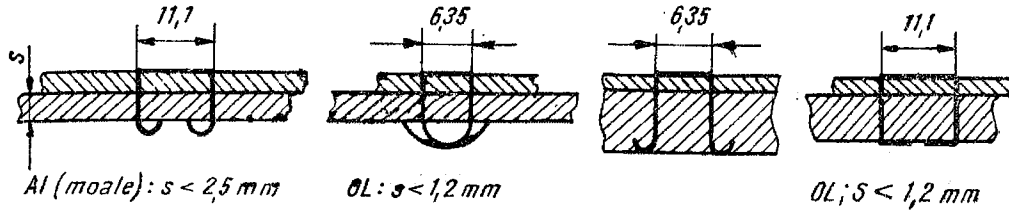


Fig. 3.39.

lice între ele. Grosimile maxime ale pieselor de îmbinat sînt limitate de rezistența pe care o opune materialul respectiv la pătrunderea capetelor agrafelor. Astfel, de exemplu, tablă de oțel moale cu tablă de oțel moale, maximum 1,2 mm ; cu cauciuc, 6 mm ; aluminiu moale cu aluminiu, 2,5 mm ; cu plută, 12 mm etc.

Calculul și verificarea îmbinării se execută cu relațiile folosite la îmbinările nituite.

Îmbinările prin răsfrîngere se aplică la piese subțiri, deoarece ele se realizează prin îndoirea extremității unei piese. Operația de răsfrîngere se realizează cu ajutorul unor role (fig. 3.40).

Din categoria îmbinărilor prin răsfrîngere fac parte și îmbinările denumite prin falț (fig. 3.37, *b*).

Îmbinările prin nervurare se realizează prin presarea unei piese într-o adîncitură dintr-o altă piesă (fig. 3.41) sau prin presarea concomitentă (la piesele de grosime mică) a ambelor piese (fig. 3.42) cu ajutorul unor role.

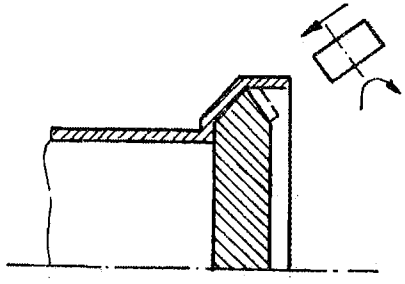


Fig. 3.40.

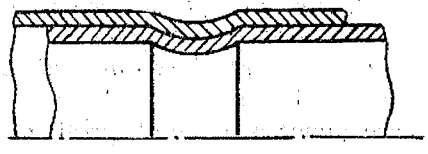


Fig. 3.42.

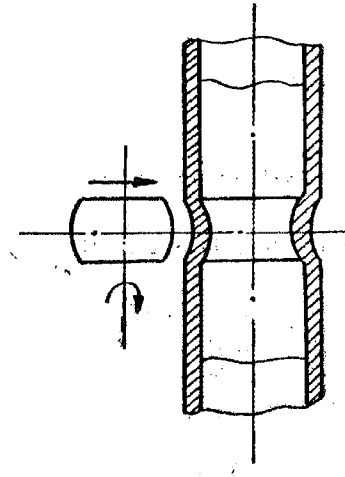


Fig. 3.41.

C. IMBINĂRI DEMONTABILE

4. ȘURUBURI ȘI ÎMBINĂRI CU PIESE FILETATE

4.1. INTRODUCERE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Șuruburile și îmbinările cu piese filetate sînt îmbinările demontabile cele mai răspîndite în construcția de mașini. Adesea șuruburile reprezintă organe de mare răspundere în mașină, un mare număr de avarii la mașini fiind cauzate de îmbinări filetate necorespunzătoare.

Șurubul a apărut în urmă cu peste 2 000 de ani și se folosea la presele pentru stoarcerea strugurilor. Acest șurub se realiza prin pilirea filetului dintr-o bară cilindrică din lemn. Apariția strungului cu șurub conducător a permis realizarea de filete de profiluri și dimensiuni foarte variate. Din cauza marii răspîndiri a îmbinărilor cu șuruburi, s-a impus standardizarea atît pe plan național, cît și internațional a filetelor, șuruburilor, piulițelor, cheilor, elementelor de asigurare etc.

Piesele filetate se utilizează ca organe de îmbinare, la dispozitive de măsurare și reglare și ca șuruburi de mișcare.

Imbinările filetate prezintă avantajul de a permite realizarea de construcții compacte în forme foarte variate și de a putea fi montate și demontate cu mare ușurință. Permit, de asemenea, realizarea de forțe axiale mari, forțele de strîngere necesare fiind relativ mici. Printre dezavantajele lor se numără : puternic concentrator de tensiuni, îmbinările filetate prezintă pericol de autodeșurubare, iar șuruburile de mișcare au randament redus.

Piesele filetate se folosesc totdeauna în pereche, piesa cuprinsă filetată la exterior fiind denumită generic șurub, iar piesa cuprinzătoare, filetată interior, piuliță.

4.2. ELEMENTE CONSTRUCTIVE ALE IMBINĂRILOR CU PIESE FILETATE

4.2.1. **Filete, descriere, clasificare.** Filetul reprezintă elementul comun tuturor îmbinărilor filetate.

Din punct de vedere geometric, filetul se definește drept un corp generat de un profil generator situat într-un plan meridian al unui corp de revoluție, numit corp de bază și care are o mișcare elicoidală în jurul axei acestui corp, denumită axa filetului. Elicea după care se deplasează profilul generator se numește elice directoare, iar profilul care generează filetul, profil generator (fig. 4.1).

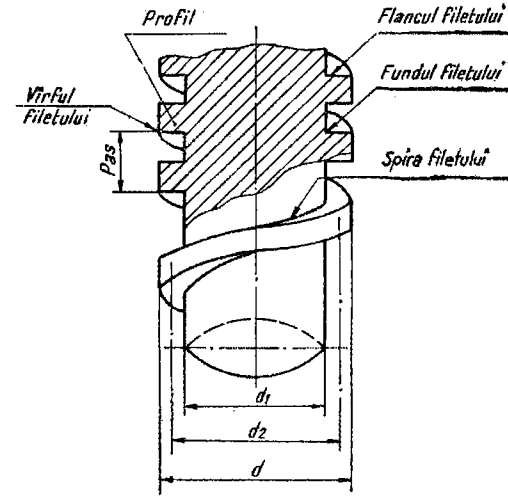


Fig. 4.1.

Din punct de vedere tehnologic, filetul este o nervură elicoidală pe o suprafață de revoluție cilindrică sau conică (în exterior în cazul șurubului și în interior în cazul piuliței).

Principalele elemente geometrice ale filetului sînt (fig. 4.1):

— *profilul filetului,* figura care se obține prin intersecția unui plan meridian cu suprafața filetată ;

— *unghiul filetului* α, unghiul flancurilor profilului filetului ;

— *pasul filetului p,* distanța dintre flancurile paralele a două spire consecutive, măsurată paralel cu axa filetului.

Deoarece se folosesc cîteodată și filete cu mai multe începuturi s-a introdus noțiunea de *pasul elicei* p_E, *care reprezintă pasul mișcării elicoidale a secțiunii care generează filetul.* Între pasul filetului și pasul elicei există relația :

$$p_E = pi \qquad (4.1)$$

unde i este numărul de începuturi ale filetului. Filetului pe lungimea unui pas i se spune de obicei spiră.

In funcție de sensul de înfășurare a elicei pe suprafața de bază, filetul poate fi spre dreapta (cazul cel mai frecvent) sau spre stînga.

Diametrul exterior al filetului este diametrul măsurat între vîrfurile filetului șurubului d sau între fundurile filetului piuliței D.

Diametrul interior al filetului este diametrul măsurat între fundurile filetului șurubului d_1 sau între vîrfurile filetului piuliței D_1.

Diametrul mediu al filetului d_2 ; D_2 este media aritmetică a diametrelor d și d_1 (respectiv D și D_1).

Deoarece la unele tipuri de filete profilul filetului s-a obținut prin teșirea unor figuri geometrice simple (de obicei triunghiuri) s-a introdus noțiunea de *profil primitiv* care reprezintă profilul obținut prin intersecția flancurilor filetului (profilul fără teșiri, fig. 4.3).

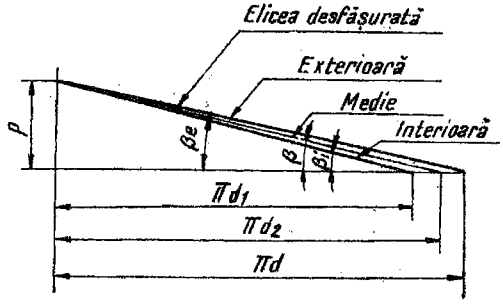


Fig. 4.2.

Unghiul de înclinare a spirei filetului (panta filetului), β, este unghiul format de linia elicoidală cu un plan perpendicular pe axa piesei filetate. Unghiul de înclinare variază în funcție de diametrul pe care se măsoară (fig. 4.2). In calcule se consideră unghiul corespunzător diametrului mediu :

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{p_E}{\pi d_2} = \frac{ip}{\pi d_2}. \qquad (4.2)$$

Tabelul 4.1

Clasificarea filetelor

- Filete
  - Scop
    - fixare
    - fixare-etanșare
    - mișcare
  - Profil
    - triunghiular
      - metric (*M*)
      - în țoli (") (Whitworth)
      - pentru țevi (*G*)
    - trapezoidal (*Tr*)
    - pătrat (*Pt*)
    - dinte de ferestrău (*S*)
    - rotund (*Rd*)
    - Edison (*E*)
  - Mărimea pasului
    - normal
    - fin
    - mare
  - Număr de începuturi
    - simplu
    - multiplu
  - Forma corpului de bază
    - cilindric
    - conic
  - Sensul de înfășurare a spirei
    - drept
    - stîng

La şuruburile de fixare unghiul de pantă este cuprins între 1 şi 5°, pe cînd la şuruburile de mişcare cu mai multe începuturi unghiul de pantă are valori mai mari.

Înălţimea teoretică a filetului, H, este înălţimea profilului primitiv (fig. 4.3).

Înălţimea filetului, h_3, este distanţa măsurată perpendicular pe axa filetului, între vîrful şi fundul filetului (fig. 4.3).

Înălţimea utilă a filetului, H_1, este înălţimea zonei de contact a flancurilor filetului şurubului şi piuliţei, măsurată perpendicular pe axa filetului.

Filetele se pot clasifica din mai multe puncte de vedere. In tabelul 4.1. se indică o clasificare a filetelor cu simbolizarea lor după STAS.

Filetele de fixare se execută de obicei cu profil triunghiular, deoarece acest profil are frecare şi rezistenţă mărită şi tehnologie simplă.

Filetele de fixare-etanşare se execută de obicei cu profil triunghiular, dar fără jocuri, pentru a asigura astfel etanşeitatea.

Filetele de mişcare şi forţă se execută cu profil trapezoidal, pătrat şi dinte de ferăstrău.

Filetul metric este filetul cel mai răspîndit. In 1898, la Congresul de la Zürich s-a realizat pentru prima oară standardizarea internaţională a acestui filet sub numele de SI-*Système International.* Filetul metric, conform STAS (fig. 4.3) corespunde filetului SI avînd acelaşi profil primitiv (un triunghi echilateral cu latura egală cu pasul *p*), aceeaşi gamă de diametre şi aceleaşi valori pentru pas. Vîrfurile triunghiului sînt trunchiate paralel

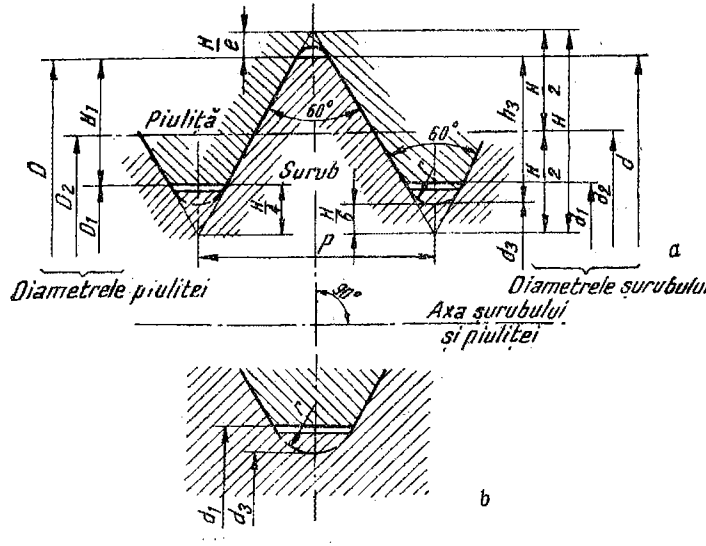


Fig. 4.3.

cu baza la $H/8$ la vîrful șurubului și fundul piuliței și la $H/4$ la fundul șurubului și vîrful piuliței. Ca urmare înălțimea efectivă a filetului este

$$H_1 = \frac{5}{8} H = 0{,}54127\, p.$$

Recomandarea ISO, pe baza căreia s-a redactat „STAS 6371-61 ; Filete metrice. Profilul filetului nu fixează o formă anumită a fundului filetului la șurub și piuliță, însă prevede ca în practică fundul filetului să fie rotunjit și degajat peste diametrul exterior la piuliță și sub diametrul interior la șurub (fig. 4.3).

Forma fundului filetului la șurub, în spațiul limitat de diametrele $d_1 = D_1$ și d_3 (vezi figura de detaliu 4.3, *b*) poate fi teșită plan sau rotunjită cu raza $r = H/6 = 0{,}14434\, p$.

Se prevăd două feluri de ajustaje pentru îmbinările filetate (cu filete metrice) și anume :

— un ajustaj normal, fără joc minim la flancurile filetului (corespunde ajustajului alunecător de la îmbinările cilindrice);

— un ajustaj special, cu joc minim la flancurile filetului.

Dimensiunile filetelor metrice de uz general sînt standardizate în STAS 981-61 ; diametrele sînt standardizate în 3 șiruri în ordinea de preferință, ceea ce permite o restrîngere a nomenclaturii de SDV-uri.

În afară de filetul metric normal este standardizat în STAS 511-62 filetul metric fin care are la același diametru exterior ca al filetului normal pasul mai mic și înălțimea filetului mai mică.

Se folosește la piese tubulare cu pereți subțiri, la filete de măsurare și reglare, la piese solicitate la oboseală etc.

În simbolul filetului metric fin, spre deosebire de cel normal, se introduce și pasul (de exemplu : *M* 27 — filet metric normal ; *M* 27×1 — filet metric fin avînd $p = 1$ mm).

Filetul în țoli s-a standardizat la noi pentru a fi folosit la fabricarea unor piese de schimb, *neputînd fi aplicat* la proiectarea de piese noi. Profilul primitiv al filetului în țoli este un triunghi isoscel, unghiul opus bazei fiind de 55° și baza egală cu pasul p : $p = \frac{25{,}4}{z}$, z fiind numărul de spire pe un țol.

Vîrfurile profilului sînt arce de cerc racordate la laturile triunghiului și se găsesc la distanță $H/6$ de vîrful triunghiului.

Filetul Whitworth poate fi fără joc de vîrf (filet etanș) și cu joc la vîrf, cînd are pe ambele părți un joc $a = 0{,}074\, p$.

Profilul în țoli, conform STAS 611-49, diferă de filetul Whitworth prin aceea că vîrfurile filetului sînt tăiate drept, iar fundul filetului poate avea orice formă.

Filetul în țoli pentru țevi (STAS 402-49) are același profil ca și filetul în țoli normal, însă are pasul mai fin și este fără joc la vîrf și fund pentru a se asigura etanșarea.

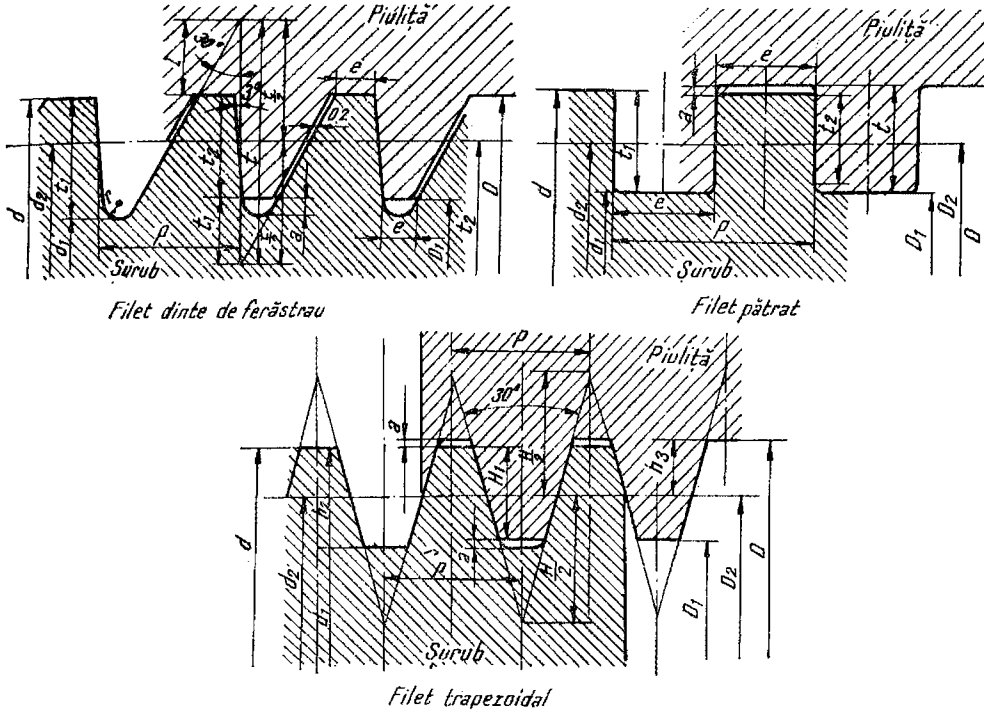


Fig. 4.4.

Ceea ce este specific filetului în țoli pentru țevi este faptul că simbolizarea filetului este în funcție de diametrul interior al țevii (G 3″ înseamnă un filet în țoli fără joc pentru o țeavă de 3 țoli).

Filetele de mișcare se execută cu unghiul flancurilor cît mai mic, pentru a se reduce frecarea și uzura (v. § 4.4.2) și cu unghiul de pantă mare pentru a mări randamentul (v. § 4.4.5). Din figura 4.4, unde sînt reprezentate cele 3 tipuri uzuale de filete de mișcare, rezultă caracteristicile lor geometrice.

Dintre filetele pentru șuruburi de mișcare cel mai răspîndit este filetul trapezoidal, care este mai tehnologic și mai rezistent decît filetul pătrat și permite eliminarea jocului datorat uzurii (dacă piulița este divizată). Filetul ferăstrău se folosește pentru transmiterea mișcării într-un singur sens. Filetul pătrat prezintă frecarea minimă ($\alpha=0$), este însă netehnologic.

Filetele de mișcare sînt standardizate în trei variante: cu pas normal, cu pas mare și cu pas fin.

Filetul rotund se utilizează la piese din materiale izolante și la șuruburi de oțel expuse coroziunii, cît și ca filet presat pentru tablă (filet E d i s o n — electrotehnic — pentru dulii și socluri).

In STAS mai sînt standardizate cîteva filete speciale, ca: *filetul pentru valve* (STAS 1270-56), *filetul pentru fixarea rulmenților* (STAS 3542-53).

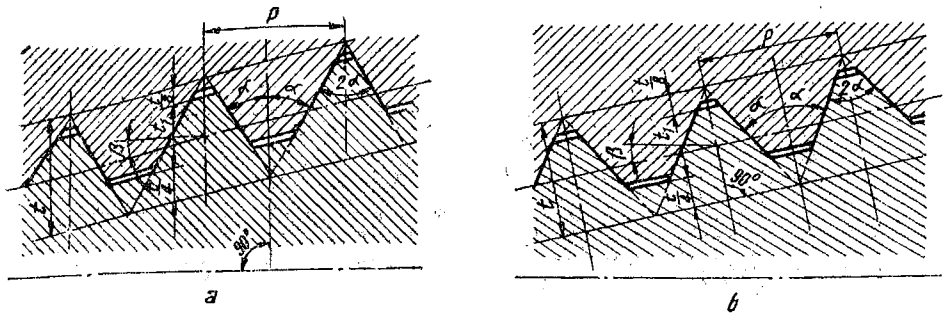


Fig. 4.5.

filetul în țoli special pentru locomotive (STAS 162-51), *filetul pentru racorduri olandeze* și piese speciale (STAS 1765-50) etc.

In afară de filete avînd corpul de bază cilindric se utilizează și filete conice. Filetul conic (fig. 4.5), datorită rigidității variabile a spirelor sale asigură la înșurubare o etanșare bună; de asemenea se montează repede datorită faptului că un număr mare de spire este concomitent în contact. El este standardizat în STAS 7339-65 și STAS 6423-65. Filetul se poate tăia cu bisectoarea unghiului flancului perpendiculară pe axa piesei (fig. 4.5, *a* — caz mai frecvent) sau perpendiculară pe generatoare (fig. 4.5, *b*).

O problemă importantă o reprezintă ieșirea (fig. 4.6, *a*), respectiv degajarea filetului (fig. 4.6, *b*). Este de preferat filetul cu degajare față de cel cu ieșire, din cauză că reprezintă o soluție mai tehnologică.

Interschimbabilitatea elementelor îmbinărilor filetate se asigură dacă pasul, diametrele (interioare, exterioare și medii) și unghiul flancurilor sînt egale. Aceasta se realizează în cadrul anumitor ajustaje reglementate prin standarde de toleranțe. Din acest punct de vedere filetele se execută în 3 clase de precizie: grosolană *g*, mijlocie *m* și fină *f*.

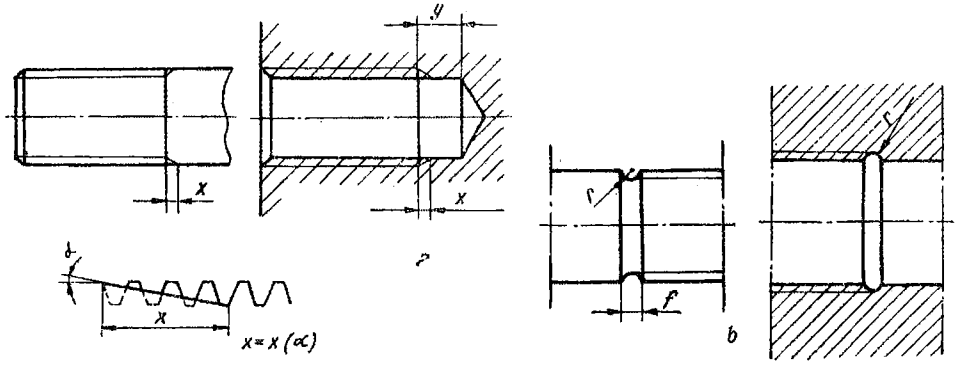


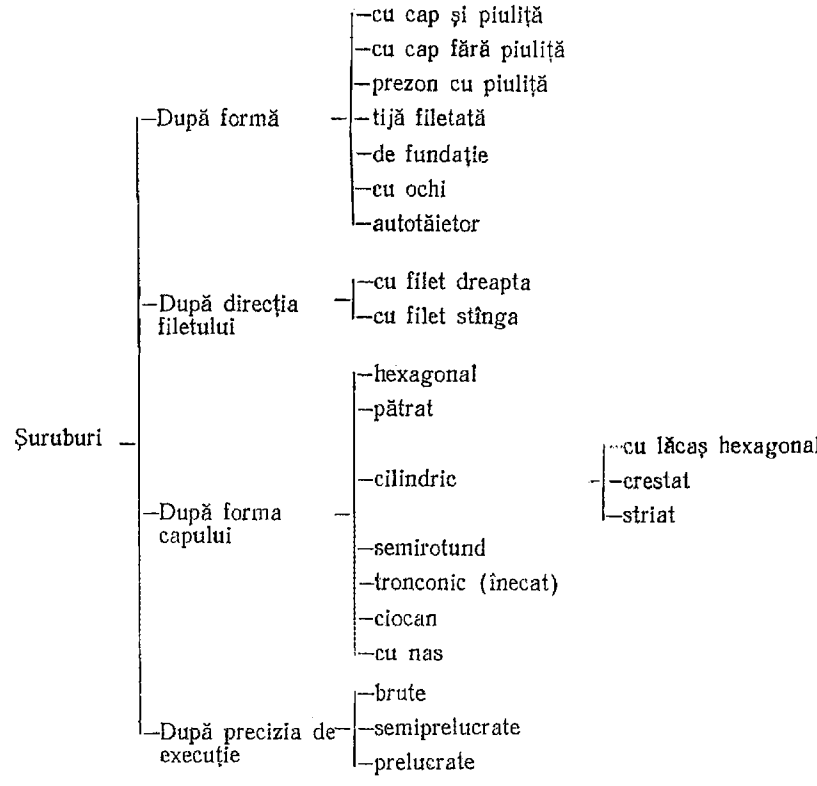
Fig. 4.6.

4.2.2. **Şuruburi, piuliţe, chei.** Elementele unei îmbinări filetate sînt următoarele: şurub, piuliţă, rondea şi dispozitive de siguranţă. Cîteodată unele elemente, ca rondele, siguranţe etc. pot lipsi. Printre elementele auxiliare se numără cheile.

Există un număr foarte mare de forme constructive de şuruburi. În tabelul 4.2 şi figura 4.7 se indică o clasificare a şuruburilor de fixare uzuale utilizate în construcţia de maşini.

Tabelul 4.2

Clasificarea şuruburilor



Şuruburile prezintă o varietate mare de forme în ceea ce priveşte forma capului, cea mai frecventă fiind cea hexagonală. Şuruburile pot fi cu sau fără piuliţă. Varianta cu piuliţă (fig. 4.7, *a*) este comodă dar inestetică. Varianta de şurub fără piuliţă (fig. 4.7, *b*), care se înşurubează în una din piese şi este trecut liber prin cealaltă are dezavantajul că în urma unor montări şi demontări dese filetul din piesă se uzează. În figura 4.7, *a* se prezintă cotele principale ale capetelor hexagonale uzuale.

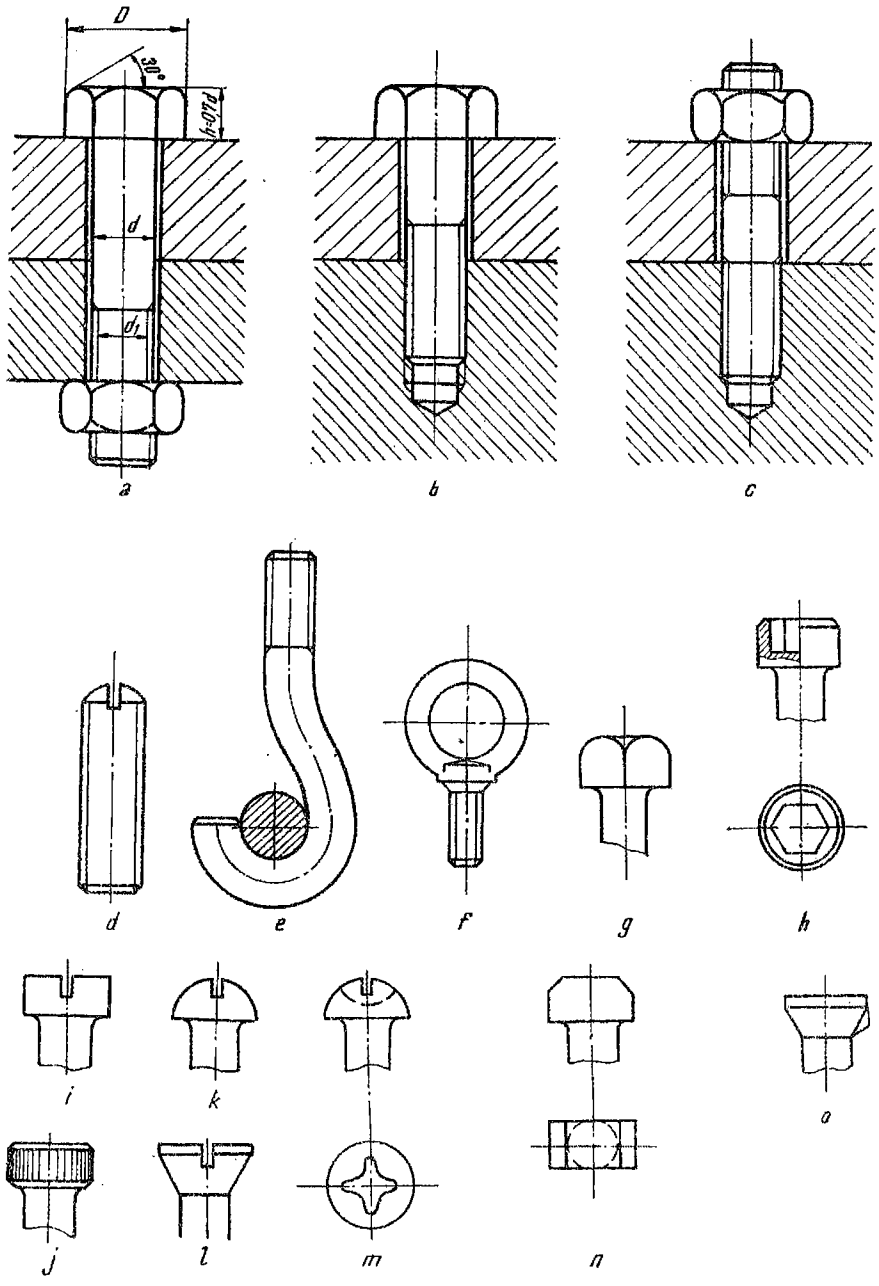


Fig. 4.7.

Șurubul prezon (fig. 4.7, *c*) înlocuiește cu succes construcția de mai sus. Șurubul e filetat la ambele capete și e introdus în locașul său cu ajutorul unei chei speciale sau cu două piulițe strînse una peste cealaltă.

Șuruburile pentru fixarea mașinilor pe fundație au o astfel de formă încît să asigure o bună aderență între șurub și mortarul de ciment al fundației (fig. 4.7, *e*).

Șuruburile cu ochi se folosesc pentru ridicarea și transportul unor piese (fig. 4.7, *f*).

La înșurubări frecvente și în cazul existenței unui spațiu liber pentru manevrarea cheii suficient de mare se utilizează șuruburi cu cap pătrat (fig. 4.7, *g*).

Șurubul cu cap cilindric și locaș hexagonal interior (fig. 4.7, *h*) s-a răspîndit foarte mult în ultima vreme, datorită faptului că poate fi înecat într-o adîncitură din piesă, are gabarit redus și aspect estetic. Totodată cheia este simplă (o vergea de profil hexagonal îndoită). Hexagonul interior din cap se execută prin refulare.

Capetele crestate și striate (fig. 4.7, *i* și *j*), cît și cele semirotunde (fig. 4.7, *k*) se folosesc numai pentru dimensiuni mici de șuruburi.

Șuruburile cu cap tronconic înecat (fig. 4.7, *l*) se folosesc în special atunci cînd este necesară o suprafață fără ieșituri.

Șuruburile crestate (cilindrice, semirotunde, tronconice etc.) se execută în prezent mai frecvent cu crestătură în formă de cruce (fig. 4.7, *m*), aceasta asigurînd o durabilitate mai mare a crestăturii.

Șuruburile cu cap ciocan (fig. 4.7, *n*) prezintă avantajul că pot fi montate mai aproape de peretele exterior al unei piese, de exemplu de peretele vasului la care se montează un capac.

Vîrfurile șuruburilor se execută de diferite forme curente conform STAS 4924-55 (fig. 4.8). Există și forme speciale: cep, cep bombat, con interior, vîrf conic și cep și vîrf conic.

Găurile de trecere pentru șuruburi de fixare sînt standardizate în STAS 3336-52; diametrul lor este $d_0 \approx 1{,}1\, d$.

În afara șuruburilor prezentate anterior, mai există o serie de șuruburi speciale, ca: șuruburi pentru curelărie, tirfoane, șuruburi pentru cale, antretoaze, șuruburi autotăietoare etc.

Piulițele sînt de obicei de formă hexagonală, dar se utilizează și piulițe pătrate, rotunde, cu urechi (sau piulițe-fluture) etc. Piulițele se pot clasifica după forma lor constructivă și după precizia de execuție (tabelul 4.3).

Elementele constructive comune tuturor piulițelor, cît și capetelor hexagonale sînt (fig. 4.9):

a) Diametrul D al cercului care circumscrie vîrfurile hexagonului de bază al piuliței (capului). Acest cerc dă spațiul minim necesar pentru ca piulița să poată fi rotită. De obicei, între diametrul D și diametrul nominal al șurubului d există relația:

$$D \approx 2d. \qquad (4.3)$$

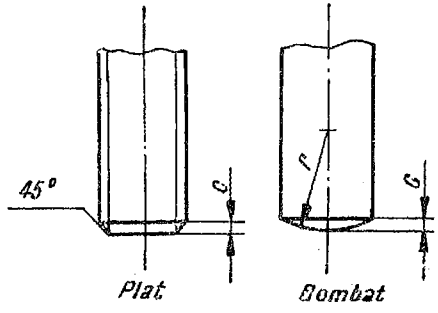


Fig. 4.8.

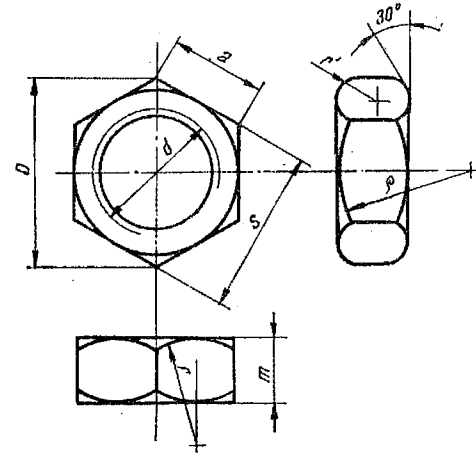
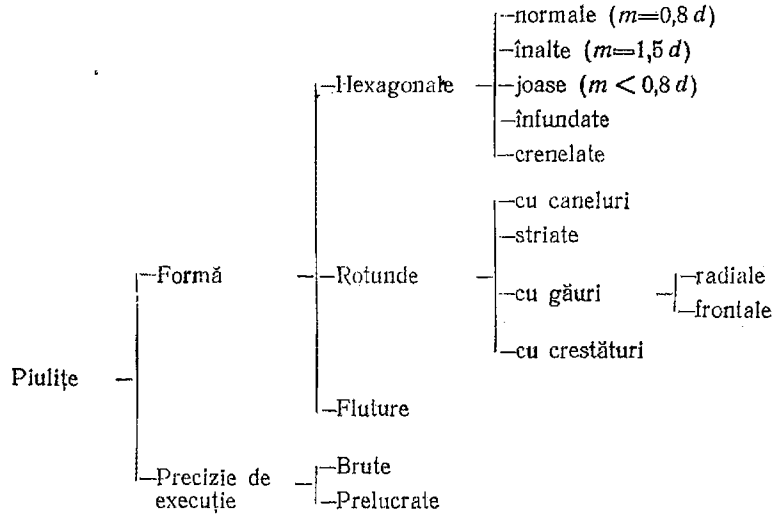


Fig. 4.9.

Tabelul 4.3

Clasificarea piuliţelor



b) Lungimea laturii hexagonului regulat înscris în cercul de diametru D, adică lungimea laturii piuliţei (capului), dimensiune necesară pentru execuţia cheilor de strîngere, este:

$$a = \frac{D}{2} = d. \tag{4.4}$$

c) Deschiderea piuliței (capului șurubului), adică distanța între două fețe laterale paralele ale piuliței (capului) este o dimensiune de asemenea importantă la execuția cheilor, întrucît ea este egală cu deschiderea cheii :

$$S=0{,}866\,D. \tag{4.5}$$

d) Diametrul D_1 al cercului de intersecție între planul frontal al piuliței și conul care teșește muchiile de pe ambele baze ale piuliței :

$$D_1 \approx S. \tag{4.6}$$

Conul are generatoarea înclinată cu 30° față de planul piuliței ; pînza conului intersectează fețele laterale ale piuliței după niște arce de hiperbolă, care, simplificat, se reprezintă prin arce de cerc, de rază $\rho=1{,}5\,d$.

e) Înălțimea m a piuliței este la piulițele normale $m=0{,}8\,d$; la piulițele înalte $m=1{,}5\,d$; la piulițele joase $m\leqslant 0{,}8\,d$. Piulițele înalte se folosesc la înșurubări frecvente, iar cele joase la solicitări axiale mici. Înălțimea capetelor de șuruburi este : $h=0{,}7\,d$.

În figura 4.10 sînt reprezentate cîteva tipuri de piulițe mai frecvent utilizate.

Piulițele înfundate se utilizează ca dopuri (bușoane), iar piulițele crenelate, atunci cînd urmează a fi asigurate cu șplinturi (cuie spintecate).

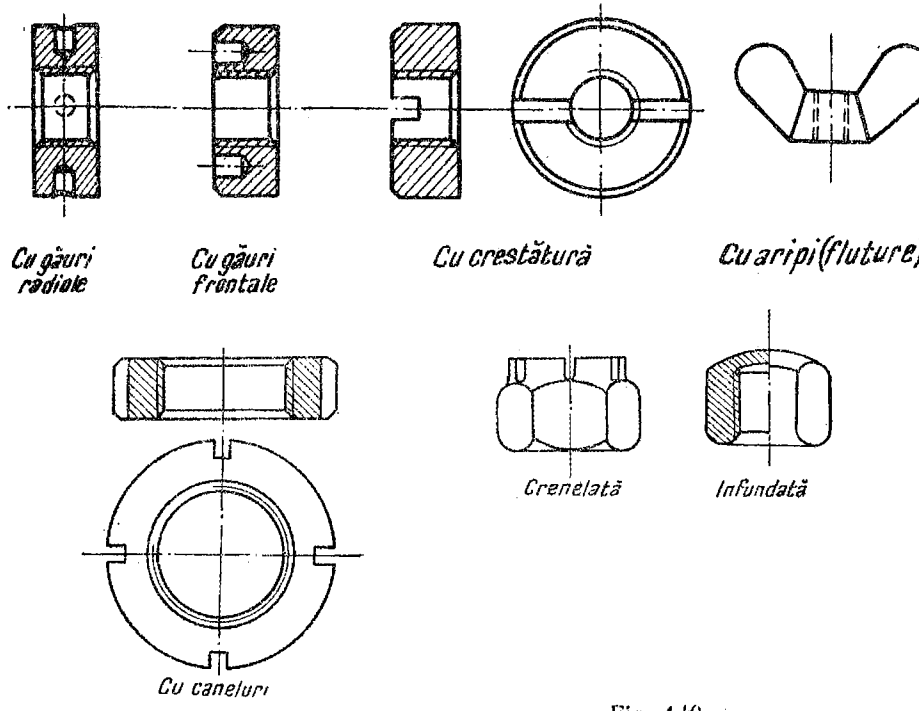


Fig. 4.10.

Piuliţele cu caneluri se utilizează în special pentru fixarea rulmenţilor; piuliţele striate şi fluture se folosesc în cazul strîngerilor frecvente cu mîna; cele cu găuri radiale şi frontale se folosesc în cazul piuliţelor de diametre mari, în raport cu forţa axială la care sînt solicitate.

Cheile de strîngere fiind instrumente cu care se face montarea piuliţelor şi a şuruburilor, ca formă şi dimensiuni trebuie să corespundă capului şurubului sau piuliţei pe care le strîng.

În tabelul 4.4 se indică o clasificare a cheilor conform STAS 4052-65. În figura 4.11 sînt reprezentate cîteva chei fixe mai uzuale.

Tabelul 4.4

Clasificarea cheilor

- Chei
  - Fixe
    - Deschise
      - simple
      - duble
    - Inelare
      - simple
      - duble
      - cu cap cotit
      - cu cap pătrat, hexagonal, octogonal
    - Combinate
    - Tubulare
      - simple
      - duble
      - pipă
    - Pentru locaş (tampon)
      - pătrat
      - hexagonal
    - Cu gheară
      - simplă
      - dublă
      - pentru piuliţe cu crestătură
      - pentru piuliţe cu găuri frontale
    - Şurubelniţe
  - Reglabile
    - Franceze (cu şurub)
    - Cu levier (cremalieră)
    - Cu rolă
    - Pentru ţevi
  - Dinamometrice
    - Indicatoare
    - Declanşatoare

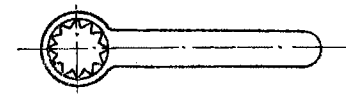
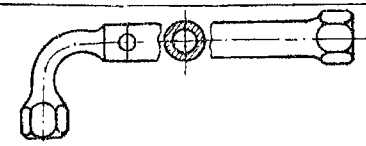
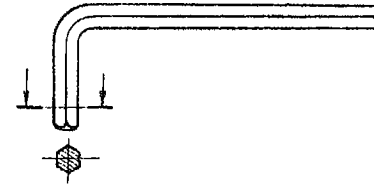
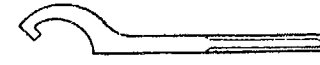
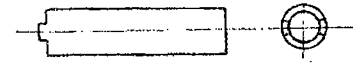
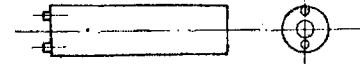
Denumirea	Schița cheii
Cheie fixă simplă	
Cheie inelară simplă	
Cheie combinată cu cap deschis și cap inel	
Cheie tubulară dublă, în pipă, din țeavă rotundă	
Cheie pentru locaș exagonal	
Cheie cu gheară, simplă	
Cheie pentru piulițe cu crestătură	
Cheie pentru piulițe cu găuri frontale	

Fig. 4.11.

Cheile inelare și în special cele tubulare se utilizează atunci cînd spațiul nu permite manevrarea cheilor deschise.

Cheile pentru locaș (chei tampon) se folosesc în cazul șuruburilor cu cap cu locaș ; cheile cu gheară în cazul piulițelor cu găuri radiale.

Pentru antrenarea cheilor tubulare se folosesc antrenoare de diferite construcții : cu clichet, cu articulație cardanică, comutabile etc.

În afara principalului element constructiv — deschiderea — care determină mărimea piuliței ce poate fi strînsă cu cheia respectivă, cheile mai sînt caracterizate de lungimea L a brațului, care la cheile fixe este de asemenea

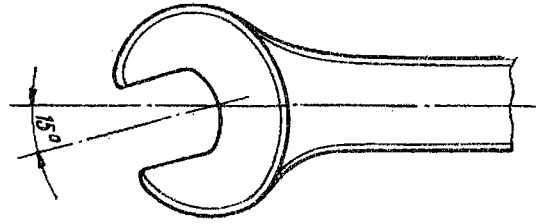


Fig. 4.12.

normalizată pentru fiecare diametru de şurub, şi de unghiul de înclinare al capului cheii, format de axa capului şi de axa braţului cheilor late. De acest unghi depinde gabaritul minim de strîngere a piuliţei, adică unghiul minim necesar pentru a roti piuliţa cu 60°. Dacă unghiul de înclinare al capului este 15° sau 45°, gabaritul minim de manevra este 30°. STAS 776-49 normalizează unghiul de înclinare al cheilor la 15° (fig. 4.12).

Este important ca la strîngerea piuliţei să se respecte lungimea braţului cheii, adică să nu se folosească ţevi prelungitoare care pot duce la distrugerea îmbinării, în special la şuruburi mici (v. § 4.4.4).

Pentru a evita acest lucru se recomandă folosirea cheilor dinamometrice. Acestea pot fi indicatoare sau declanşatoare, ultimele fiind mai des utilizate în producţie (vezi lucrarea de laborator nr. 4). La montajul de serie se folosesc capete mecanice pentru înşurubarea piuliţelor.

4.3. MATERIALE ŞI INDICAŢII TEHNOLOGICE PENTRU EXECUŢIA PIESELOR FILETATE

Materialele principale folosite pentru executarea şuruburilor şi a piuliţelor sînt: OL 38, OL 42 şi OL 50. Oţelurile OL 38 şi OL 42 se folosesc cu precădere în cazul executării şuruburilor prin refulare la rece. Oţelul OL 50 se foloseşte pentru şuruburile greu solicitate.

Oţelurile carbon de calitate OLC 30, OLC 35, OLC 40 etc., cît şi oţelurile de prelucrat pe automate se utilizează atunci cînd şuruburile necesită un tratament termic sau termochimic.

În cazul şuruburilor expuse la solicitări mari (de gabarit redus) se utilizează oţeluri aliate, ca: 41 C 10, 35 CN 15, 35 MoC 11 etc. (şuruburi pentru automobile, avioane etc.). Pentru a obţine şuruburi cu caracteristici mecanice foarte bune, necesare în construcţia de avioane se utilizează oţeluri aliate cu titan, ceea ce permite reducerea greutăţii pînă la de două ori.

Pentru evitarea coroziunii, şuruburile, piuliţele şi piesele anexă se brunează sau se cadmiază.

În ultimul timp se utilizează frecvent materialele plastice pentru construcţia de piese filetate şi în special a pieselor anexă (şaibe, inserţii etc.).

În funcție de tehnologia de prelucrare a șuruburilor, acestea se clasifică în șuruburi brute executate prin forjare sau matrițare (la cald sau la rece), fără prelucrarea prin așchiere a tijei sau capului și în șuruburi prelucrate prin așchiere, după ce au fost în prealabil forjate sau matrițate, respectiv prelucrate din bare hexagonale.

Filetul se execută prin așchiere și rulare. Se utilizează următoarele procedee de execuție a filetelor prin așchiere: filetarea piulițelor cu tarodul și a șuruburilor cu filiera; filetarea la strung cu cuțite cu un singur vîrf, cu cuțit-pieptene sau cu cuțit-disc; filetarea cu ajutorul capetelor de filetare; filetarea prin frezare; filetarea prin vîrtej și rectificarea filetului.

Se utilizează în prezent și metoda de turnare de precizie pe o masă rotitoare a șuruburilor de fontă. Se utilizează în acest scop o fontă bogată în siliciu (2,6 ... 3,2%). După turnare, șuruburile se supun unui tratament de recoacere.

Șuruburile din materiale plastice se execută prin turnare sub presiune în matriță și se utilizează în cazuri speciale, cînd se cere rezistență la coroziune, sau să fie rele conducătoare de căldură sau electricitate.

4.4. CALCULUL ÎMBINĂRILOR FILETATE

4.4.1. **Forțele din îmbinările filetate.** Funcționarea pieselor filetate se bazează pe efectul planului înclinat, forțele acționînd între spirele în contact ale filetelor. Aceste forțe se datoresc forței de strîngere și torsorului de forțe exterioare care acționează asupra îmbinării.

4.4.2. **Forțele din filet.** Pentru determinarea forței necesare pentru înșurubarea piuliței pe un șurub, care este solicitat de o forță axială F, se observă că a înșuruba piulița pe șurub este o operație analogă cu ridicarea unei greutăți F pe un plan înclinat cu unghiul β față de orizontală (fig. 4.13).

În acest caz apar următoarele forțe:

N — reacțiunea planului;

μN — forța de frecare;

T — forța necesară pentru ridicarea sarcinii pe planul înclinat.

Conform figurii 4.13, forța necesară pentru înșurubare este:

$$T = F \operatorname{tg} (\beta + \varphi). \tag{4.7}$$

La deșurubare, forța de frecare își schimbă sensul și ca urmare forța de deșurubare este (fig. 4.13, *b*):

$$T' = F \operatorname{tg} (\beta - \varphi). \tag{4.8}$$

Relațiile de mai sus (4.7) și (4.8) sînt valabile pentru filete la care $\alpha = 0$. În cazul filetelor ascuțite ($\alpha \neq 0$) reacțiunea dintre filetul șurubului și filetul piuliței este dublu înclinată: cu unghiul de pantă β și cu unghiul $\alpha/2$ al profilului spirei (fig. 4.13, *c*).

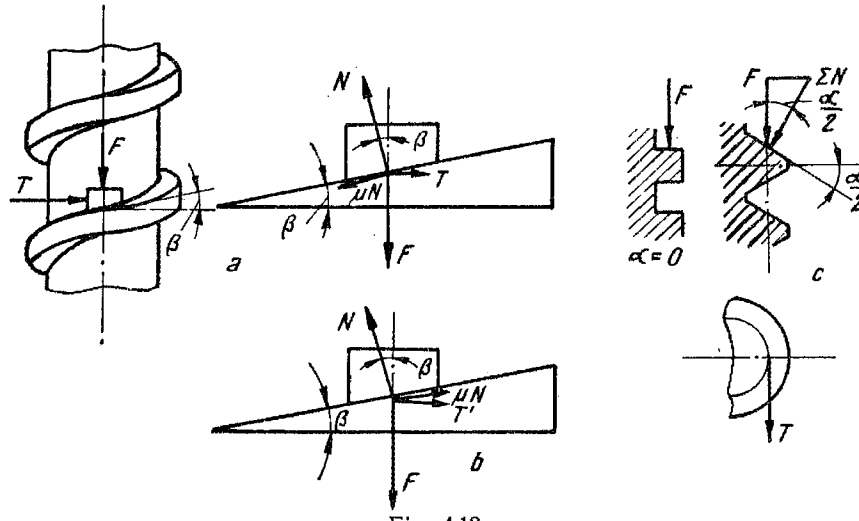


Fig. 4.13.

Deoarece $\beta \ll \alpha$ se poate neglija panta filetului și deci condiția de echilibru este:

$$\Sigma N \cos \frac{\alpha}{2} \approx F. \tag{4.9}$$

Pe de altă parte (neglijînd panta), relația (4.7) devine:

$$T \approx \mu \Sigma N. \tag{4.10}$$

Înlocuind valoarea lui ΣN din relația (4.9) în (4.10) rezultă:

$$T = \mu \frac{F}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \mu' F. \tag{4.11}$$

În mod convențional, pentru a ține seama de faptul că reacțiunea N este înclinată în raport cu forța axială F, se înlocuiește coeficientul de frecare real μ cu un coeficient de frecare convențional,

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

La filetul metric: $\frac{\alpha}{2} = 30° \quad \mu' = 1{,}15\,\mu$;

la filetul în țoli: $\frac{\alpha}{2} = 27°30' \quad \mu' = 1{,}13\,\mu$;

la filetul trapezoidal: $\frac{\alpha}{2} = 15° \quad \mu' = 1{,}05\,\mu$.

4.4.3. **Condiția de autofixare** este îndeplinită dacă forța $T' \leqslant 0$ (relația 4.8), adică dacă fără a aplica o forță, sarcina nu se deplasează pe plan sau este nevoie chiar de o forță de sens opus pentru deplasarea sarcinii. Din condiția $T' \leqslant 0$ rezultă condiția geometrică de autofixare (autofrînare): $\beta < \varphi$.

La șuruburile cu filet ascuțit, relațiile (4.7) și (4.8) devin:

$$\left.\begin{aligned} T &= T \operatorname{tg}(\beta+\varphi') \\ T' &= F \operatorname{tg}(\beta-\varphi') \end{aligned}\right\} \tag{4.12}$$

și condiția de autofixare: $\beta < \varphi'$.

Condiția de autodeșurubare care se pune la șuruburile de mișcare este: $\beta > \varphi$ respectiv $\beta > \varphi'$.

4.4.4. **Momentul de înșurubare și forța axială din șurub** (vezi și lucrarea de laborator nr. 4). Momentul de înșurubare este momentul forței exterioare aplicate la cheie, adică:

$$M = KL, \tag{4.13}$$

unde K este forța exterioară, de regulă forța manuală de strîngere care poate fi luată astfel: $K = (100 \ldots 200)\ N$ — eforturi de lungă durată; $K = (200 \ldots 300)\ N$ — eforturi de scurtă durată, iar L — lungimea activă a brațului cheii.

Momentul de înșurubare este echilibrat de două momente rezistente.

a) Momentul de torsiune al șurubului datorat forței tangențiale T, adică forței de frecare dintre filete și ridicării sarcinii axiale, materializate prin piuliță, pe planul înclinat, moment notat cu M_1:

$$M_1 = T\frac{d_2}{2} = F_0 r_2 \operatorname{tg}(\beta+\varphi'), \tag{4.14}$$

unde F_0 este forța axială din șurub și piesă datorită strîngerii.

b) Momentul forței de frecare dintre piuliță și suprafața ei de sprijin, M_2.

Forța de prestrîngere F_0 produce o presiune pe suprafața frontală de așezare a piuliței sau a capului șurubului (fig. 4.14).

Admițînd o repartiție uniformă a presiunii pe suprafața de așezare a piuliței pe piesă expresia acesteia este:

$$p = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4}(S^2 - d_0^2)}, \tag{4.15}$$

unde notațiile sînt conform figurii 4.14.

Momentul de frecare pe un element din suprafața inelară de lățime dr este:

$$dM_2 = 2\pi r\,dr\,p\mu_1 r = 2\pi p\mu_1 r^2 dr, \tag{4.16}$$

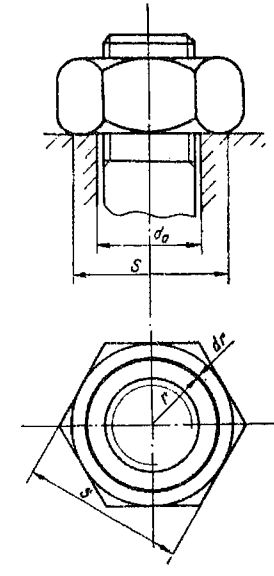


Fig. 4.14.

de unde prin integrare se obține:

$$M_2=\int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{S}{2}} 2\pi p\mu_1 r^2 dr=\frac{1}{3}F_0\mu_1\frac{S^3-d_0^3}{S^2-d_0^2}=\mu_1 F_0 R_c,$$

unde R_c este raza de calcul:

$$R_c=\frac{S^3-d_0^3}{3(S^2-d_0^2)}. \tag{4.17}$$

Ca urmare:

$$F_0=\frac{KL}{r_2\operatorname{tg}(\beta+\varphi')+\mu_1 R_c}. \tag{4.18}$$

Dacă în relația (4.18) se înlocuiesc valorile corespunzătoare filetului metric:

$r_2\approx 0{,}45\,d$; $\operatorname{tg}(\beta+\varphi')\approx 0{,}18$; $S=1{,}73\,d$; $d_0\approx 1{,}1\,d$; $\operatorname{tg}\varphi_1=0{,}16$,

se obține:

$$KL=F_0[0{,}45\cdot d\cdot 0{,}18+0{,}7\cdot d\cdot 0{,}16]\approx 0{,}2\,F_0 d.$$

Cum $L\approx 14\,d$ rezultă:

$$F_0=\frac{14\cdot Kd}{0{,}2\cdot d}=70\,K. \tag{4.19}$$

Deci, în cazul șuruburilor normale cu filet metric strînse cu chei normale forța axială din șurub este de 70 de ori forța de strîngere; aceasta arată de ce șuruburile mici (pînă la M10) prezintă pericol de rupere la montare (deoarece la forța K aproximativ constantă tensiunea din șurub este relativ mare). Din acest motiv se impune utilizarea cheilor dinamometrice pentru a asigura proporționalitatea dintre forța axială și aria secțiunii șurubului.

În cazul șuruburilor care strîng cu vîrful (fig. 4.8) sau al unor șuruburi de mișcare rezemate pe capăt, momentul M_2 se calculează pentru o suprafață circulară, limitele de integrare fiind $r=0$ și $r=\frac{d_c}{2}$ (r_c — raza capătului șurubului). Ca urmare:

$$M_2=\int_0^{r_c} 2\pi p\mu_1 r^2 dr=\frac{1}{3}\mu_1 F_0 d_c. \tag{4.20}$$

Expresiile momentului de înșurubare servesc totodată la determinarea forței de strîngere K sau a lungimii brațului cheii L, atunci cînd se cunoaște forța F_0 care trebuie dezvoltată în șurub. Aceste expresii sînt utile de asemenea pentru dimensionarea cheilor dinamometrice declanșatoare.

În laboratorul de organe de mașini al I.P.T. s-au executat încercări pentru determinarea *coeficientului de frecare* dintre șurub și piuliță, obținîndu-se $\mu = 0{,}14 \ldots 0{,}20$ pentru șuruburi brute unse înainte de montare. La șuruburile strînse în stare uscată se obțin fluctuații ale coeficientului de frecare, producîndu-se adesea griparea piuliței pe șurub. De aceea se recomandă ungerea piuliței la montaj.

Pentru reducerea coeficientului de frecare se utilizează șuruburi zincate ($\mu = 0{,}09 \ldots 0{,}12$) sau placate cu aluminiu ($\mu = 0{,}05 \ldots 0{,}06$) sau se unge cu ulei grafitat ($\mu = 0{,}05 \ldots 0{,}08$).

4.4.5. **Randamentul mecanic al cuplei cinematice șurub-piuliță.** Randamentul mecanic se exprimă ca raport între lucrul mecanic util, reprezentat prin lucrul mecanic efectuat la deplasarea sarcinii cu un pas al elicei și lucrul mecanic efectuat pentru rotirea piuliței (șurubului) cu o rotație completă (pentru a se deplasa cu un pas al elicei).

Lucrul mecanic efectuat pentru deplasarea sarcinii cu un pas este:

$$L_1 = F p_E = F \pi d_2 \operatorname{tg} \beta. \tag{4.21}$$

Lucrul mecanic consumat pentru rotirea piuliței cu o rotație completă este:

$$L_2 = T \pi d_2 + \mu_1 F 2\pi R_c, \tag{4.22}$$

sau, ținînd seama de ecuația (4.7), rezultă:

$$L_2 = \pi d_2 F \operatorname{tg} (\beta + \varphi) + \pi \mu_1 F D_c, \tag{4.23}$$

unde termenul întîi al relației reprezintă efectul pantei și al frecării dintre spire, iar termenul al doilea, efectul frecării dintre piuliță sau șurub și reazem.

Randamentul cuplei cinematice șurub-piuliță este:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\beta + \varphi) + \mu_1 \dfrac{D_c}{d_2}}. \tag{4.24}$$

În cazul filetului cu profil ascuțit randamentul este:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\beta + \varphi') + \mu_1 \dfrac{D_c}{d_2}}. \tag{4.25}$$

Dacă frecarea dintre piuliță și piesă este neglijabilă (se folosesc, de exemplu, rulmenți) relația (4.24) devine:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\beta + \varphi)}. \tag{4.26}$$

Din analiza relației (4.26) se vede că randamentul crește (menținînd φ constant) cu unghiul de pantă. De aceea, pentru mărirea randamentului se utilizează șuruburi cu mai multe începuturi.

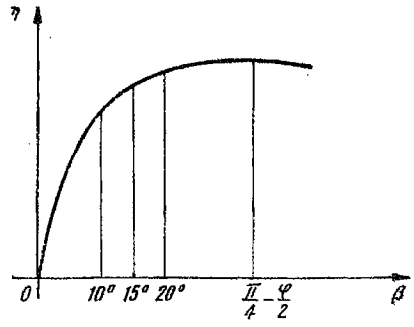


Fig. 4.15.

Condiția de randament maxim se obține prin anularea derivatei $\frac{d\eta}{d\beta}$ (relația 4.26):

$$\frac{d\eta}{d\beta} = \frac{\operatorname{tg}(\beta+\varphi)\frac{1}{\cos^2\beta} - \operatorname{tg}\beta\cdot\frac{1}{\cos^2(\beta+\varphi)}}{\operatorname{tg}^2(\beta+\varphi)} = 0; \qquad (4.27)$$

η_{max} pentru $\beta = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}$.

Variația lui η în funcție de β și φ este reprezentată în figura 4.15, din care se vede că pentru valori de aproximativ $\beta > 15° \ldots 20°$ creșterea randamentului este neglijabilă, de aceea, de obicei, în cazul șuruburilor de mișcare și forță, se utilizează șuruburi cu cel mult 3 ... 4 începuturi, care corespund aproximativ pentru $\beta \approx 15° \ldots 20°$.

În afară de mărirea unghiului de pantă β, pentru mărirea randamentului se poate acționa și asupra coeficientului de frecare. Pentru reducerea acestuia se recomandă ungerea șuruburilor, iar în ultimul timp s-a introdus pe scară largă șurubul cu bile (v. § 4.6.3).

4.4.6. **Forțele din șuruburi.** De obicei îmbinările cu șuruburi se realizează utilizîndu-se un număr de n șuruburi (un grup de șuruburi), așezate după o anumită configurație geometrică (contur). Forțele și momentele care acționează asupra îmbinării pot fi reduse la un torsor. Dacă se admite că toate șuruburile grupului au dimensiuni identice (cazul obișnuit în practică) și sînt pretensionate în mod identic și că piesele îmbinate sînt absolut rigide, torsorul forțelor exterioare se aplică în centrul de greutate al secțiunilor șuruburilor din grup care coincide cu centrul de greutate al conturului.

Torsorul forțelor exterioare se reduce adesea în practică la unele cazuri particulare, posibilitățile de încărcare ale grupului în cazul suprafețelor plane de separație dintre piesele strînse fiind prezentate în figura 4.16.

Problema care se pune este determinarea forței care acționează în șurubul cel mai solicitat din grup, pe baza căreia se dimensionează toate șuruburile din grup.

l) Grup de șuruburi încărcat cu forțe a căror rezultantă este perpendiculară pe planul de separație și trece prin centrul său de greutate (fig. 4.17).

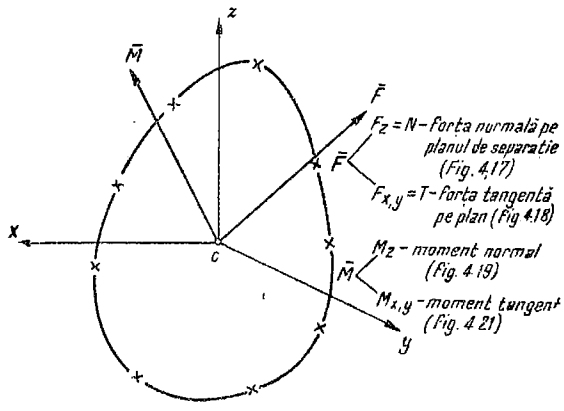


Fig. 4.16.

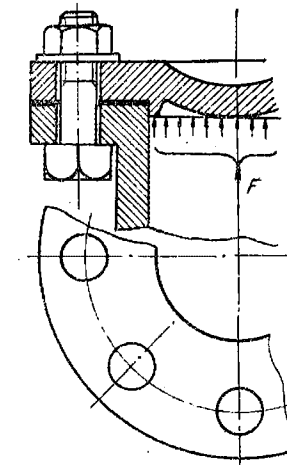


Fig. 4.17.

Este cazul capacelor de rulmenți axiali, a chiulaselor, capacelor de vase cu fluide sub presiune etc. Forța pe un șurub este :

$$F_1 = \frac{N}{n}, \tag{4.28}$$

unde n este numărul de șuruburi.

2) Grup de șuruburi încărcat cu o forță transversală T care acționează în planul de separație, după o axă de simetrie (fig. 4.18).

Calculul se poate executa în două variante constructive :

a) Șuruburi montate fără joc (păsuite), forța T fiind preluată de șuruburi prin forfecare :

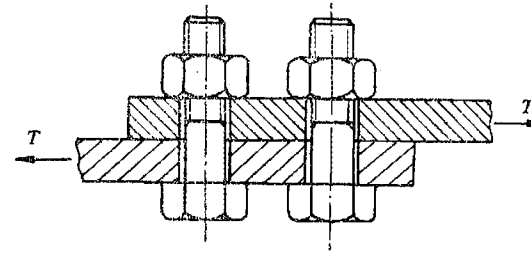
$$F_1 = \frac{T}{n}. \tag{4.29}$$

b) Șuruburi montate cu joc, forța T fiind preluată de forța de frecare dintre suprafețe realizată prin pretensionarea șuruburilor cu forța nF_0 :

$$T = \mu F_0 n, \tag{4.30}$$

unde μ este coeficientul de frecare dintre suprafețe.

Fig. 4.18.



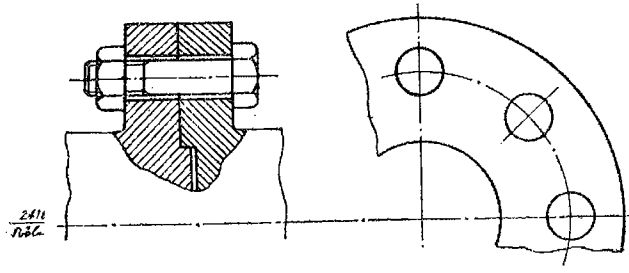


Fig. 4.19.

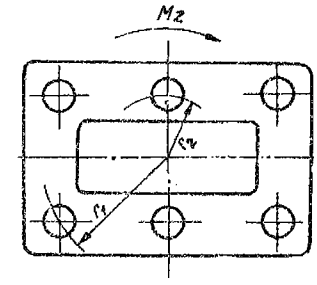


Fig. 4.20.

3) Grup de şuruburi solicitat de un moment M_z (fig. 4.19):

a) Şuruburi montate fără joc. Forţa pe un şurub în cazul unui contur circular este:

$$F_1 = \frac{M_z}{R_m z}. \tag{4.31}$$

Cu forţa F_1 se dimensionează şurubul la forfecare.

In cazul unei aşezări a şuruburilor după un contur oarecare (fig. 4.20), calculul se execută considerînd că solicitarea în şuruburi este proporţională cu distanţa lor la centrul de greutate comun al secţiunilor şuruburilor, adică:

$$F_2 = F_1 \frac{r_2}{r_1}; \quad F_3 = F_1 \frac{r_3}{r_1}. \tag{4.32}$$

Condiţia de echilibru este:

$$\sum_{i=1}^{n} F_i r_i = M_z, \tag{4.33}$$

sau, ţinînd seama de relaţia (4.32 — v. şi § 2.4.1):

$$F_1 = \frac{M_z r_1}{\sum_{i=1}^{n_i} r_i^2}. \tag{4.34}$$

b) Şuruburi montate cu joc. Momentul de frecare datorită căruia se realizează transmiterea momentului M_z este:

$$M_f = \mu F_0 z R_m \geqslant M_z. \tag{4.35}$$

Calculul îmbinărilor cu şuruburi supuse unui moment $M_{x,y}$ (fig. 4.21).

In figura 4.21 este reprezentat un corp de lagăr ca exemplu pentru studiul unei îmbinări cu şuruburi supuse unui moment M_x paralel cu planul de separaţie.

Forța F care acționează asupra lagărului se descompune într-o componetă verticală V și una orizontală H. Asupra îmbinării acționează deci forțele V, H, G (greutatea lagărului) și momentul M_x: $M_x = Hh - Ve$.

Forța V și momentul M_x tind să desfacă îmbinarea, forța H tinde să producă o alunecare a lagărului pe fundație, iar forța G apasă lagărul pe fundație.

Scopul îmbinării este ca asamblarea corp-fundație să nu se desfacă și să asigure o rigiditate suficientă. Cu alte cuvinte, să se asigure șuruburilor o strîngere inițială atît de mare încît presiunea dintre talpa corpului și fundație să fie cel puțin p_{min} ($p_{min} = 1 \ldots 2$ N/mm^2), atunci cînd acționează forțele și momentele exterioare asupra corpului de lagăr.

Tensiunea σ_d care tinde să desfacă îmbinarea este:

$$\sigma_d = \sigma_V + \sigma_M = \frac{V}{A_s} + \frac{M_x x}{I} \qquad (4.36)$$

unde:

σ_V, σ_M sînt tensiunile datorite forței V, respectiv momentului M_x;

A_s — aria nominală a suprafeței de sprijin, inclusiv locașurile pentru șuruburi — $A_s = a(b - c)$;

I — momentul de inerție al suprafeței de sprijin;

x — distanța de la axa centrală a îmbinării la axa de răsturnare.

Se poate admite că rotirea se produce în jurul axei centrale a îmbinării, deoarece față de această axă, suprafața îmbinării are modulul de rezistență minim. Aceasta va avea loc desigur la o strîngere suficientă a șuruburilor care să împiedice desfacerea (căscarea) îmbinării. În acest caz se poate scrie:

$$\sigma_M = \frac{M_x}{W_s}.$$

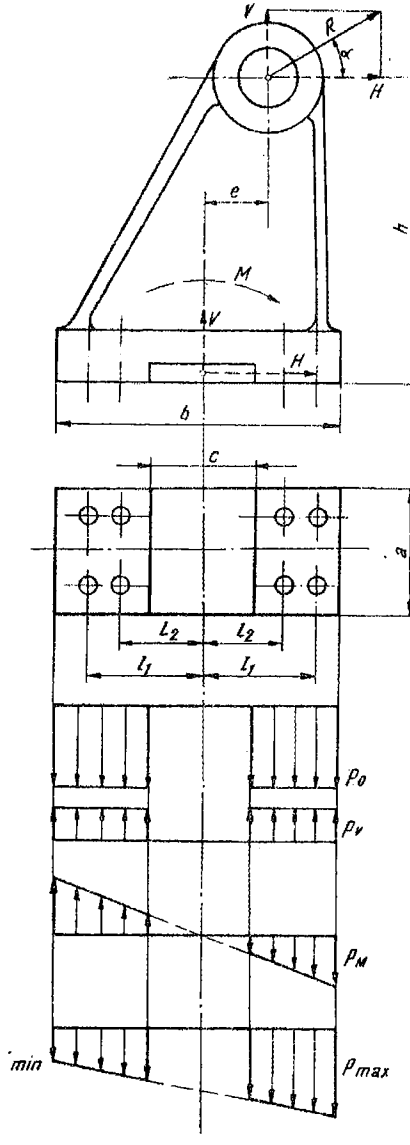


Fig. 4.21.

Tensiunea inițială din șuruburi produce o presiune pe suprafața de separație care se opune desfacerii :

$$p = \frac{zF_0}{A_s}, \tag{4.37}$$

unde :

z este numărul de șuruburi ;

F_0 — forța inițială de strîngere dintr-un șurub.

Trebuie deci asigurate condițiile :

$$\sigma_{min} = p - \sigma_V - \sigma_M = \frac{zF_0}{A_s} - \left(\frac{V}{A_s} + \frac{M_x}{W_s}\right) \geqslant p_{min} \tag{4.38}$$

și

$$\sigma_{max} = p + \sigma_M - \sigma_V \leqslant p_a, \tag{4.39}$$

unde p_a este presiunea admisibilă dintre lagăr și fundație ; pentru o fundație de beton $p_a = 2 \ldots 3$ N/mm^2.

Pentru împiedicarea alunecării lagărului pe fundație, în cazul utilizării șuruburilor cu joc, trebuie asigurată condiția ca forța de frecare datorită strîngerii să fie mai mare decît forța H :

$$\mu(zF_0 - V) > H. \tag{4.40}$$

Dacă această condiție nu poate fi îndeplinită se folosesc șuruburi păsuite sau soluții constructive pentru descărcarea șuruburilor de forța transversală H (§ 4.4.7).

Calculul șuruburilor se execută ținîndu-se seama de forța inițială de strîngere F_0, de forța V și de momentul M.

Forța dintr-un șurub F_M datorită momentului M se poate calcula cu relația (2.7):

$$F_M = \frac{Ml_1}{r \sum_{i=1}^{n} n_i l_i^2}.$$

4.4.7. **Calculul de rezistență al șuruburilor.** Din punctul de vedere al calculului, îmbinările filetate pot fi de două feluri : îmbinări fără strîngere inițială și îmbinări cu strîngere inițială.

Calculul de rezistență al șuruburilor se efectuează în funcție de forțele care acționează asupra lor (vezi paragrafele anterioare). Acestea sînt în general axiale, șurburile lucrînd în mod obișnuit la solicitări axiale centrice. În unele cazuri șuruburile sînt supuse la solicitări transversale. Dar solicitările axiale pot fi produse de diferite încărcări, cum sînt : forța inițială de strîngere, forța de exploatare, solicitări datorite tensiunilor termice, șocuri, tensiuni suplimentare datorite neparalelismului suprafețelor de sprijin etc. Acestea contribuie la complexitatea problemei calculului de rezistență al șuruburilor.

Calculul şuruburilor fără strîngere iniţială. Asemenea îmbinări sînt caracterizate prin faptul că ele nu sînt solicitate decît atunci cînd asupra lor acţionează o forţă exterioară. Acest fel de îmbinare se întîlneşte relativ rar în construcţia de maşini, cum ar fi, de exemplu, la manşoane intinzătoare, la şuruburile cu ochi etc.

Calculul constă în determinarea diametrului interior al tijei şurubului din condiţia de rezistenţă la întindere :

$$F=\frac{\pi d_1^2}{4}\sigma_t . \qquad (4.41)$$

Rezistenţa admisibilă σ_{at} se calculează cu relaţia :

$$\sigma_{at}=\frac{\sigma_c}{c}, \quad c=1{,}5\ldots 2{,}5,$$

unde σ_c este limita de curgere, iar c — coeficientul de siguranţă.

Calculul şuruburilor cu strîngere iniţială. Aceste îmbinări sînt caracterizate de faptul că încă de la montare şuruburile sînt supuse la forţe iniţiale de întindere F_0. Acesta este de fapt cazul majorităţii îmbinărilor cu şuruburi. Problema care se pune este determinarea forţei rezultante atunci cînd asupra şurubului acţionează o forţă exterioară F. La montare piuliţa se strînge puternic, încît după ce şurubului i se aplică forţa exterioară, între piesele strînse să nu se producă nici un fel de joc. În urma acestei strîngeri, şurubul se alungeşte, iar pachetul strîns se comprimă. Dacă se notează cu F_0 forţa de strîngere iniţială, cu λ alungirea iniţială a şurubului şi cu δ comprimarea iniţială a pachetului strîns se poate prezenta epura deformaţiilor şi a forţelor ca în figura 4.22, în ipoteza că deformaţiile sînt elastice. Forţa iniţială de

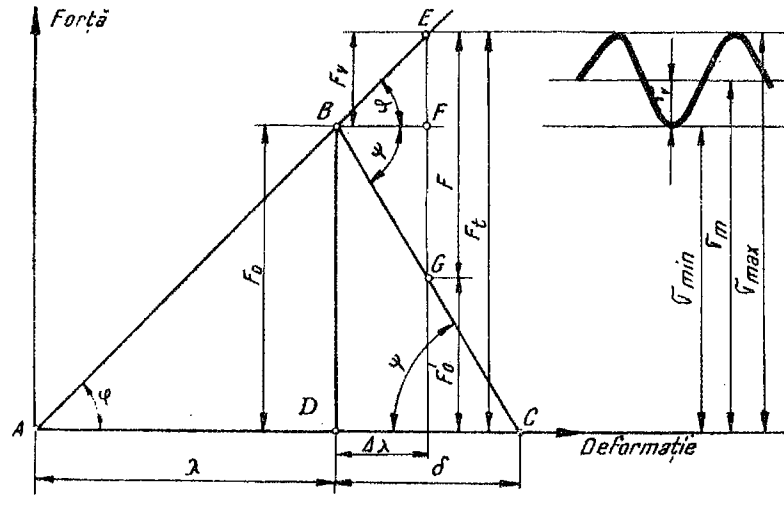


Fig. 4.22.

strîngere este deci o forță elastică, rezultînd din tendința de revenire a șurubului alungit, respectiv a pachetului strîns la starea normală, fără tensiuni.

Aplicînd forța exterioară F, șurubul este alungit și mai mult, alungirea sa devenind $\lambda+\Delta\lambda$, ceea ce permite ca pachetul strîns să revină, comprimarea lui scăzînd la $\lambda-\Delta\lambda$. Dar aceasta înseamnă că și forța elastică ce tinde să readucă îmbinarea în starea netensionată scade de la F_0 la F'_0, astfel că după aplicarea forței exterioare îmbinarea este solicitată de forța rezultantă:

$$F_t=F+F'_0, \tag{4.42}$$

în care F'_0 reprezintă forța de strîngere momentană, ea fiind forța elastică minimă pentru a se evita apariția jocului între elementele îmbinate (de exemplu, la capace sau la îmbinările conductelor, F''_0 este forța de strîngere minimă necesară pentru a asigura etanșeitatea; la cuplajele fixe F'_0 reprezintă forța de strîngere minimă necesară pentru a asigura o forță de frecare corespunzătoare pentru a se putea transmite momentul de torsiune respectiv etc.).

Șuruburile cu strîngere inițială pot fi supuse la forțe exterioare constante sau variabile. În cazul cînd asupra șurubului strîns acționează forțe variabile, se pune problema determinării forței variabile care produce obosirea materialului șurubului, care se va nota F_v (fig. 4.22).

Din triunghiul ADB rezultă:

$$\operatorname{tg}\varphi=\frac{F_0}{\lambda}=C_s. \tag{4.43}$$

Coeficientul C_s reprezintă coeficientul de rigiditate al șurubului.

Din triunghiul CDB rezultă:

$$\operatorname{tg}\psi=\frac{F_0}{\delta}=C_p, \tag{4.44}$$

unde C_p este coeficientul de rigiditate al grupului de piese formînd pachetul strîns.

Pe de altă parte, din triunghiurile BFE și BFG rezultă respectiv:

$$\Delta\lambda=\frac{F_v}{\operatorname{tg}\varphi}=\frac{F_v}{C_s};\quad \Delta\lambda=\frac{F-F_v}{\operatorname{tg}\phi}=\frac{F-F_v}{C_p}, \tag{4.45}$$

de unde

$$\frac{F_v}{C_s}=\frac{F-F_v}{C_p},$$

sau:

$$F_v=F\frac{C_s}{C_s+C_p}=Fk_v, \tag{4.46}$$

unde

$$k_v = \frac{C_s}{C_s + C_p} = \frac{\frac{1}{C_p}}{\frac{1}{C_s} + \frac{1}{C_p}} \tag{4.47}$$

și este coeficientul sarcinii variabile.

Valori uzuale ale lui k_v sînt : $k_v = 0{,}2 \ldots 0{,}3$.

Din figura 4.22 rezultă :

$$F_t = F_0 + F_v = F_0 + Fk_v . \tag{4.48}$$

De asemenea :

$$F_t = F + F'_0 . \tag{4.49}$$

Din egalarea relațiilor (4.48) și (4.49) se poate calcula strîngerea necesară cînd se impune valoarea forței remanente F'_0:

$$F_t = F_0 + k_v F = F'_0 + F,$$

sau

$$F_0 = F'_0 + F(1 - k_v). \tag{4.50}$$

Forța inițială de strîngere F_0 se admite astfel încît să se asigure o bună funcționare a îmbinării. În acest scop se fac următoarele recomandări pentru coeficientul k_0 ($F_0 = k_0 F$) prezentate în tabelul 4.5 :

Tabelul 4.5

Coeficientul forței de strîngere inițială

Piesa îmbinată	k_0
Flanșe etanșate cu garnituri moi	1,3...2,5
Flanșe etanșate cu garnituri metalice profilate	2...3,5
Flanșe etanșate cu garnituri metalice plate	3...5
Îmbinări de rezistență	1...1,3

Pentru a asigura o strîngere suficientă, cînd nu se pune problema asigurării etanșeității admițînd $F'_0 = (0{,}25 \ldots 0{,}50)F$ și $k_v = 0{,}2 \ldots 0{,}3$ din relația (4.50) rezultă :

$$F_0 \approx (1 \ldots 1{,}3)F ; \quad k_0 = 1 \ldots 1{,}3.$$

În orice caz însă, tensiunile din șurub datorite strîngerii inițiale nu trebuie să depășească 40 ... 50% din limita de curgere, în cazuri excepționale putîndu-se merge pînă la 80% din limita de curgere.

Din relația 4.46 rezultă că creșterea forței ce lucrează asupra șurubului de la F_0 la F_t depinde de mărimea coeficientului k_v, la o forță de exploatare F dată. De aceea se caută a se reduce valoarea lui k_v cu atît mai mult, cu cît prin reducerea lui se reduce forța variabilă, care duce la obosirea șuruburilor (fig. 4.22). Mijloacele constructive care duc la reducerea lui k_v sînt indicate în § 4.5.2.

Coeficienții de rigiditate. Pornind de la relația de deformație la întindere, $\lambda = \frac{F_0 l_s}{E_s A_s}$, rezultă următoarea relație pentru coeficientul de rigiditate al șurubului:

$$C_s = \frac{F_0}{\lambda} = \frac{E_s A_s}{l_s}. \tag{4.51}$$

Coeficientul de rigiditate al pachetului de piese strînse este:

$$C_p = \frac{E_p A_p}{l_p}. \tag{4.52}$$

În aceste relații:

l_s este lungimea de calcul a șurubului, adică partea din lungimea care suferă deformații:

$$l_s = l_a + \frac{1}{2}(m+h);$$

l_a — lungimea activă a șurubului (între cap și piuliță);

$m\,(h)$ — înălțimea piuliței (capului șurubului);

l_p — grosimea pachetului de piese strînse.

De obicei la șuruburile normale, secțiunea nu este constantă pe întreaga lungime, iar la pachetul strîns pot diferi și modulele de elasticitate și grosimile elementelor pachetului. În general se va scrie că deformația totală se compune din suma tuturor deformațiilor:

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \ldots;$$

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \ldots, \tag{4.53}$$

unde:

λ_1 este deformația porțiunii filetate, iar λ_2 deformația porțiunii nefiletate a șurubului (eventual secțiunea șurubului poate fi mai complexă);

δ_1, δ_2... sînt deformațiile fiecărui element al pachetului strîns.

Ținînd seama că modulul de elasticitate al șurubului rămîne constant, iar modulul de elasticitate al elementelor pachetului poate diferi de la element la element, coeficienții de rigiditate sînt respectiv:

$$C_s = \frac{F_0}{\lambda} = \frac{F_0}{\lambda_1+\lambda_2+\dots} = \frac{F_0}{\frac{l_{s1}F_0}{A_{s1}E_s} + \frac{l_{s2}F_0}{A_{s2}E_s} + \dots} = \frac{1}{\frac{1}{E_s}\sum_{i=1}^{n}\frac{l_{si}}{A_{si}}} \tag{4.54}$$

și

$$C_p = \frac{F_0}{\delta} = \frac{F_0}{\frac{l_{p1}F_0}{A_{p1}E_{p1}} + \frac{l_{p2}F_0}{A_{p2}E_{p2}} + \dots} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n}\frac{l_{pi}}{A_{pi}E_{pi}}}. \tag{4.55}$$

Pentru determinarea valorii coeficientului de rigiditate C_p trebuie calculate ariile A_{pi} care depind de volumul din corpul pieselor strînse care se deformează elastic la strîngerea acestora. În acest scop se admite că sub acțiunea unei forțe exterioare de compresiune aplicată local, în interiorul corpului respectiv se deformează elastic un con numit con de presiune, a cărui generatoare formează un unghi γ cu axa acestuia. Pentru piese subțiri $\left(\frac{d}{l_p} \approx 1\right)$ se poate admite $\gamma = 45°$.

Pentru piese mai groase $\gamma \approx 60°$ (vezi lucrarea de laborator nr. 5).

În calcule, distribuția neuniformă a presiunilor (după un con) se înlocuiește cu o distribuție uniformă după un cilindru echivalent a cărui generatoare trece prin mijlocul suprafeței de contact. Ca urmare, aria secțiunii transversale a cilindrului echivalent se utilizează pentru calculul coeficientului de rigiditate C_p [relația (4.55)].

Ca exemple de calcul al ariilor A_{pi}, în figura 4.23 se indică două variante: varianta *B*, cînd sînt îmbinate două piese de grosimi egale și varianta *A*, cînd sînt îmbinate două piese de grosimi inegale, între ele fiind o garnitură.

Pentru varianta *A*:

— suprafața deformată în elementul superior:

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4}[(D_c + l_1 \operatorname{cotg}\gamma)^2 - d_0^2]; \tag{4.56}$$

— suprafața deformată în elementul inferior:

$$A_{p2} = \frac{\pi}{4}[(D_c + l_2 \operatorname{cotg}\gamma)^2 - d_0^2]; \tag{4.57}$$

— suprafața deformată în elementul mijlociu (garnitură):

$$A_{p3} = \frac{\pi}{4}\left[\left(D_c + \frac{l_1+l_2}{2}\operatorname{cotg}\gamma\right)^2 - d_0^2\right]. \tag{4.58}$$

Pentru varianta *B*, suprafața deformată, aceeași pentru ambele elemente ale pachetului strîns, este:

$$A_p = \frac{\pi}{4}[(D_c + l_3 \operatorname{cotg}\gamma)^2 - d_0^2]. \tag{4.59}$$

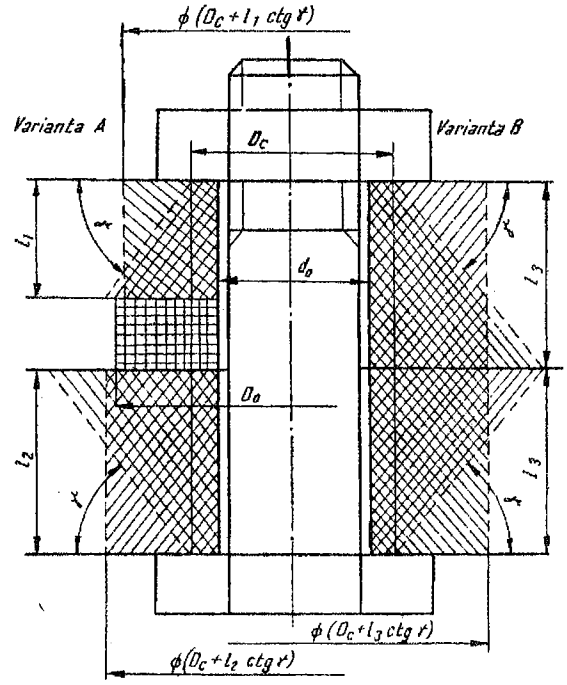


Fig. 4.23.

In cazul cînd suprafaţa de contact efectivă este mai redusă decît cea calculată A_p, atunci în calcul se consideră mărimea ei efectivă.

Calculul tensiunilor. Pentru a putea dimensiona sau verifica o îmbinare cu şuruburi, cu strîngere iniţială, trebuie cunoscută forţa de strîngere iniţială $F_0=k_0F$, în caz contrar calculul pe baza acestei metode are un caracter pur formal. În acest scop se preconizează utilizarea cheilor dinamometrice, care permit determinarea strîngerii iniţiale cu ajutorul relaţiei (4.18).

Avînd valoarea lui k_0 se poate calcula F_t dacă se cunosc elementele îmbinării (pentru calculul lui k_v). Deci această metodă de calcul este o metodă de verificare :

$$F_t=F_0+k_vF=F(k_0+k_v). \tag{4.60}$$

Forţa F_t solicită şurubul la întindere [relaţia (4.41)]:

$$\sigma_t=\frac{F_t}{\frac{\pi d_1^2}{4}}.$$

În timpul strîngerii piuliţei, în şurub apar solicitări de torsiune, de care trebuie să se ţină seama la dimensionarea şurubului. În cazul cînd strîn-

gerea şurubului se execută sub sarcină, momentul de torsiune care solicită şurubul este :

$$M_t = F_t r_2 \operatorname{tg}(\beta+\varphi'). \tag{4.61}$$

In cazul cînd strîngerea se execută numai la montaj, momentul de torsiune este [relaţia (4.14)]:

$$M_t = F_0 r_2 \operatorname{tg}(\beta+\varphi').$$

Momentul de torsiune produce în şurub o solicitare la torsiune :

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_{p1}} = \frac{16\,M_t}{\pi d_1^3}. \tag{4.62}$$

Această solicitare se compune cu solicitarea normală σ_t, obţinîndu-se tensiunea echivalentă :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2}. \tag{4.63}$$

Pentru a evita calculul solicitării de torsiune τ_t se poate stabili o relaţie aproximativă între σ_e şi τ_t :

$$\frac{\tau_t}{\sigma_t} = \frac{F_t r_2 \operatorname{tg}(\beta+\varphi')}{\frac{\pi d_1^3}{16}} : \frac{F_t}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4 r_2 \operatorname{tg}(\beta+\varphi')}{d_1},$$

care pentru filetul metric devine :

$$\frac{\tau_t}{\sigma_t} = \frac{4 \cdot 0{,}45 \cdot d\,(0{,}16 \ldots 0{,}20)}{0{,}8\,d} \approx 0{,}36 \ldots 0{,}45. \tag{4.64}$$

S-a luat :

$$r_2 \approx 0{,}45\,d\,; \quad d_1 \approx 0{,}8\,d\,; \quad \operatorname{tg}(\beta+\varphi') = 0{,}16 \ldots 0{,}20.$$

Inlocuind valoarea lui $\frac{\tau_t}{\sigma_t}$ în relaţia (4.63), tensiunea echivalentă devine :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\,(0{,}36 \ldots 0{,}45)^2\,\sigma_t^2} = (1{,}20 \ldots 1{,}30)\,\sigma_t. \tag{4.65}$$

Se admite $\sigma_e = 1{,}3\,\sigma_t$. Prin urmare, pentru a ţine seama de solicitarea la torsiune se poate dimensiona şurubul cu strîngere iniţială la întindere cu o forţă mărită cu 30% sau cu o rezistenţă admisibilă redusă cu 30%.

N o t ă : Dacă strîngerea se face numai la montaj, tensiunile se calculează cu relaţiile (4.60) şi (4.62):

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_1} \quad \text{şi} \quad \tau_t = \frac{F_0 r_2 \operatorname{tg}(\beta+\varphi')}{W_{p1}}$$

şi cele două valori se compun în tensiunea echivalentă σ_e.

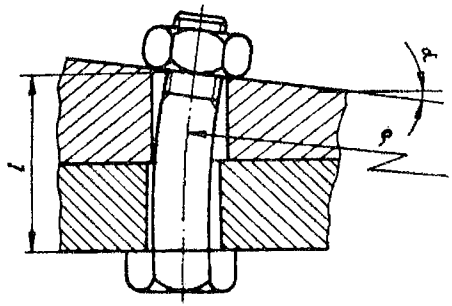


Fig. 4.24.

Tensiunea suplimentară datorită încovoierii. Din cauza neparalelismului suprafeţelor de sprijin sau cînd îmbinarea se execută cu mai multe şuruburi strînse inegal, şuruburile sînt solicitate şi la încovoiere.

Considerînd că forma şurubului încovoiat este un arc de cerc, solicitarea la încovoiere în tija şurubului rezultă pe baza următoarelor consideraţii (fig. 4.24):

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_i}{EJ} = \frac{M_i}{EW\frac{d}{2}} = \frac{2\sigma_i}{Ed}. \tag{4.66}$$

Lungimea activă a şurubului se poate scrie:

$$l \approx \alpha\rho, \tag{4.67}$$

unde α este mărimea neparalelismului măsurată în radiani.

Inlocuind valoarea lui $\frac{1}{\rho}$ din relaţia (4.67) în (4.66) se obţine:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\alpha}{l} = \frac{2\sigma_i}{Ed},$$

de unde tensiunea de încovoiere în partea nefiletată este:

$$\sigma_i = \frac{\alpha Ed}{2l}. \tag{4.68}$$

Tensiunea în partea filetată este:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_1} = \frac{EJ\alpha}{lW_1} = \frac{E\alpha d}{2l}\left(\frac{d}{d_1}\right)^3. \tag{4.69}$$

Relaţiile acestea de calcul nu sînt valabile decît în domeniul elastic. În realitate însă, în fibra extremă, în momentul cînd se depăşeşte limita de curgere, se produc deformaţii plastice care duc la o repartizare mai favorabilă a solicitărilor. Din acest motiv se vor lua măsuri pentru a evita abateri mari de la paralelism ale suprafeţelor de sprijin ale capului şurubului şi piuliţei, fără însă a tolera prea strîns paralelismul suprafeţelor.

Într-adevăr, dacă se calculează solicitarea din șurub la un neparalelism de numai un grad, se constată că tensiunea este foarte mare:

$$\sigma_t = \frac{\alpha E d}{2l} = \frac{\pi}{2 \cdot 180} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0{,}15 = 300 \text{ N/mm}^2,$$

unde s-a luat: $\frac{d}{l} = 0{,}15$ (caz frecvent).

Observația de mai sus este valabilă pentru șuruburi din oțeluri cu limită de curgere joasă, de exemplu OL 38 sau OL 42. Pentru șuruburi din oțeluri de înaltă rezistență, care nu au o limită de curgere distinctă și deci nu se poate produce o egalizare a solicitărilor prin deformații plastice locale, în relațiile de calcul trebuie să se țină seama și de solicitarea la încovoiere (luîndu-se în paralel măsuri de evitare a acestor solicitări, de exemplu prin tolerarea strînsă a paralelismului suprafețelor).

În acest caz, tensiunea echivalentă în șurub este:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_l)^2 + 3\tau_t^2} \leqslant \sigma_{at} \tag{4.70}$$

Coeficientul de siguranță este:

$$c = \frac{\sigma_c}{\sigma_e} = 1{,}5 \ldots 2{,}5.$$

Solicitări termice în șuruburi au loc dacă piesele îmbinate au un coeficient de dilatare termică, respectiv o temperatură diferită de cea a șuruburilor. Deformațiile împiedicate ale șurubului Δl_s respectiv ale pieselor îmbinate Δl_p se calculează cu relațiile (v. § 2.4.1):

$$\Delta l_s = \alpha_s l_s \Delta t_s + \frac{Q}{C_s}; \tag{4.71}$$

$$\Delta l_p = \alpha_p l_p \Delta t_p - \frac{Q}{C_p}, \tag{4.72}$$

unde:

α_s; α_p sînt coeficienții de dilatare termică liniară ai materialului șurubului, respectiv al pieselor;

Δt_s, Δt_p — diferența dintre temperatura de exploatare și cea inițială a șurubului, respectiv a pieselor;

C_s, C_p — coeficienții de rigiditate la temperatura de exploatare [relația (4.55)].

Deoarece piesele îmbinate se deformează solidar cu șurubul, deformațiile lor sînt egale ($\Delta l_s = \Delta l_p$); ca urmare, forța suplimentară Q din șurub datorită deformației împiedicate este:

$$Q = \frac{1}{C_s + C_p} (\alpha_p l_p \cdot \Delta t_p - \alpha_s l_s \cdot \Delta t_s), \tag{4.73}$$

ea producînd în şurub o tensiune suplimentară de întindere.

Forţa totală care acţionează pe un şurub solicitat termic este:

$$F_t = F(k_0 + k_s) + Q. \tag{4.74}$$

La determinarea lui k_s se va ţine seama de valorile coeficienţilor de rigiditate, care depind de temperatura de exploatare.

Verificarea la şoc a şuruburilor se impune în cazul şuruburilor supuse la sarcini aplicate cu viteză mare, cum sînt şuruburile de la capete de bielă, ciocane etc.

Energia de şoc W_s se poate exprima prin relaţia:

$$W_s = L_{sp} V_s = \frac{\sigma_s^2}{2E_s} A_s l_s, \tag{4.75}$$

de unde tensiunea din şurub datorită şocului este:

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{2E_s W_s}{A_s l_s}}. \tag{4.76}$$

În aceste relaţii:

L_{sp} este lucrul mecanic specific de deformare elastică a şurubului $\left[\frac{\text{Nmm}}{\text{mm}^3}\right]$;

$V_s = A_s l_s$ — parte din volumul şurubului care se deformează elastic sub acţiunea şocului;

E_s — modulul de elasticitate la şoc.

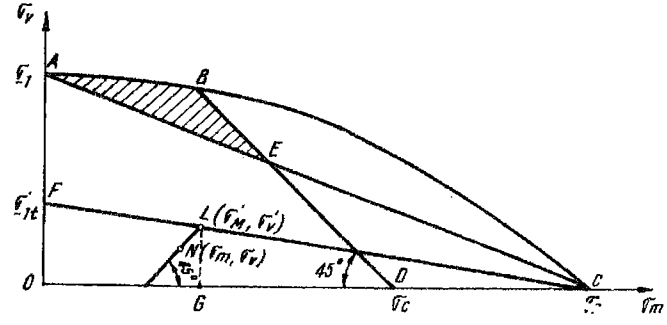
Din relaţia (4.76) se vede că în cazul încărcărilor cu şocuri sînt de preferat şuruburi lungi. Se vor utiliza în acest caz oţeluri cu rezistenţă şi alungiri specifice mari.

Verificarea şuruburilor la oboseală se impune atunci cînd forţa care acţionează asupra şurubului este variabilă. Din epura de variaţie a forţelor şi a deformaţiilor şurubului şi pachetului strîns (fig. 4.22) rezultă că oricum ar varia forţa exterioară F, tensiunile din şurub nu pot varia decît după un ciclu asimetric pulsant în care σ_{min} corespunde forţei de strîngere iniţială F_0, σ_{max} corespunde forţei maxime F_t, iar amplitudinea ciclului σ_v corespunde forţei $\frac{F_t - F_0}{2} = \frac{F_v}{2}$.

Din expresia amplitudinii rezultă că ea depinde exclusiv de componenta variabilă F_v, care la rîndul ei depinde de forma constructivă şi de materialul şurubului şi al pachetului strîns, prin intermediul lui C_s şi C_p.

Din figura 4.22 se mai observă că în cazul îmbinărilor cu şuruburi cu strîngere iniţială, coeficientul de asimetrie al ciclului nu se mai menţine constant, deci nu se mai pot folosi relaţiile bazate pe ipoteza menţinerii constante a asimetriei ciclului. În cazul de faţă se menţine constantă strîngerea iniţială (cu condiţia ca asigurarea piuliţei să fie eficace). Deci în acest caz $\sigma_{min} = const.$ Tensiunea limită cu care se compară tensiunea maximă

Fig. 4.25.



din șurub se va găsi la intersecția dintre dreapta care trece prin punctul curent $N(\sigma_m, \sigma_v)$ sub un unghi de 45° (ce corespunde condiției $\sigma_{min} = const.$) și curba limită redusă ce ține seama de factorii ce duc la scăderea rezistenței la oboseală (fig. 4.25) de coordonate: $F(0, \sigma'_{-1t})$ și $C(\sigma_r, 0)$, unde:

$$\sigma'_{-1t} = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}}. \tag{4.77}$$

Coeficientul de siguranță rezultă grafic intersectînd dreapta NL cu dreapta FC:

$$c = \frac{\sigma'_{Max}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma'_M + \sigma'_V}{\sigma_{max}} = \frac{\overline{OG} + \overline{GL}}{\sigma_{max}}. \tag{4.78}$$

Pentru a putea stabili o relație analitică pentru calculul coeficientului de siguranță c se efectuează următorul raționament:

Menținerii constante a solicitării minime îi corespunde dreapta LN înclinată la 45° față de Ox a cărei ecuație este:

$$x - y = \sigma_{min}. \tag{4.79}$$

Intersecția dreptei LN cu dreapta limită FC permite să se determine tensiunile limită σ'_M, σ'_V și σ'_{Max}.

Ecuația dreptei limită este:

$$y - \sigma'_{-1t} = -\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r} x. \tag{4.80}$$

Înlocuind din relația (4.79), valoarea lui x: $x = y + \sigma_{min}$, rezultă:

$$y - \sigma'_{-1t} = -\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}(y + \sigma_{min}), \tag{4.81}$$

sau :

$$y\left(1+\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}\right)=\sigma'_{-1t}-\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}\sigma_{min};$$

$$y=\frac{\sigma'_{-1t}-\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}\sigma_{min}}{1+\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}}=\sigma'_V; \tag{4.82}$$

$$x=y+\sigma_{min}=\frac{\sigma'_{-1t}+\sigma_{min}}{1+\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}}=\sigma'_M; \tag{4.83}$$

$$\sigma'_{Max}=\sigma'_M+\sigma'_V=\frac{2\sigma'_{-1t}+\left(1-\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}\right)\sigma_{min}}{\left(1+\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}\right)\sigma_{max}}. \tag{4.84}$$

Coeficientul de siguranță este :

$$c=\frac{\sigma'_{Max}}{\sigma_{max}}=\frac{2\sigma'_{-1t}+\left(1-\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}\right)\sigma_{min}}{\left(1+\frac{\sigma'_{-1t}}{\sigma_r}\right)\sigma_{max}}. \tag{4.85}$$

Cum $\sigma'_{-1t}\ll\sigma_r$, raportul $\sigma'_{-1t}/\sigma_r\approx 0$ și relația (4.85) se poate scrie mai simplu :

$$c\approx\frac{2\sigma'_{-1t}+\sigma_{min}}{\sigma_{max}}. \tag{4.86}$$

Metoda tabelară de calcul a îmbinărilor filetate cu strîngere inițială. Avînd în vedere complexitatea metodei stării limită, necesitatea cunoașterii valorii strîngerii inițiale, cît și faptul că această metodă nu poate fi folosită decît ca metodă de verificare se utilizează frecvent în practică dimensionarea șuruburilor pe baza metodei tabelare.

Metoda tabelară de calcul este simplă, fiind identică cu cea pentru calculul șuruburilor fără strîngere inițială, cu diferența că la această metodă rezistența admisibilă nu se determină pornind de la o stare limită (σ_c, σ_{-1t}), ci se ia din tabele. Ea este mai redusă decît pentru șuruburile fără strîngere inițială, pentru a ține astfel seama de solicitarea suplimentară datorită strîngerii inițiale.

Din relația de calcul a forței de strîngere inițială din șurub [relația (4.18)], avînd în vedere că forța de strîngere aplicată la brațul cheii variază în limite relativ înguste, rezultă că forța de strîngere inițială va produce tensiuni foarte mari în șuruburile mici și tensiuni reduse în șuruburile de secțiune mare (v. § 4.4.4). Această diferență nu este atenuată suficient de faptul că lungimea normalizată a brațului cheii crește cu diametrul șurubului.

Acesta este motivul pentru care se admit rezistențe admisibile mici pentru șuruburile mici (pentru M 6—σ_a=20, respectiv 25 N/mm²) și rezistențe admisibile mari pentru șuruburile de diametru mare (pentru M 48—σ_a = 100, respectiv 125 N/mm²).

Relația de calcul este (4.41):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi\sigma_{at}}}.$$

Valorile rezistențelor admisibile sînt indicate în figura 4.26 (șuruburi din OL 38). Curba *1* corespunde pentru șuruburi la care strîngerea se face în gol, iar curba *2* pentru șuruburi la care strîngerea se face sub sarcină.

În figura 4.27 se indică rezistențele admisibile pentru șuruburi utilizate pentru flanșe, lucrînd la diferite temperaturi.

Deoarece rezistența admisibilă a șurubului depinde de diametrul său, care inițial nu se cunoaște, pentru a evita tatonările s-au trasat curbele din figura 4.28 din care se citește direct filetul metric necesar pentru o forță dată.

Pe baza celor de mai sus *în tabelul 4.6 se indică schema de calcul a unei îmbinări filetate.*

Șuruburi supuse la sarcini transversale. În unele construcții, șuruburile sînt supuse la încărcări perpendiculare pe axa șurubului (fig. 4.29, *a*): cuplaje cu discuri, șuruburi care țin locul unor nituri (v. § 4.4.6).

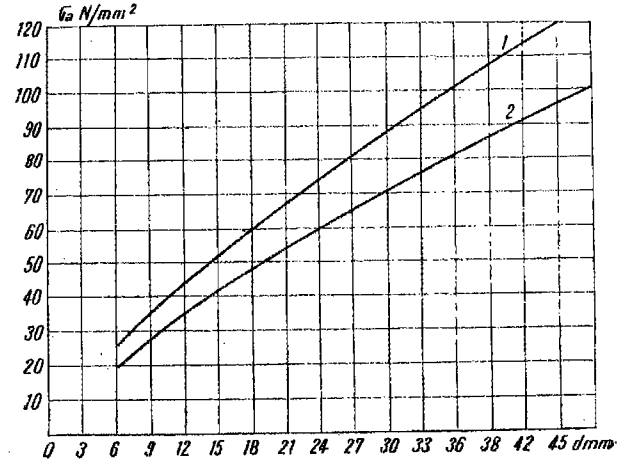


Fig. 4.26.

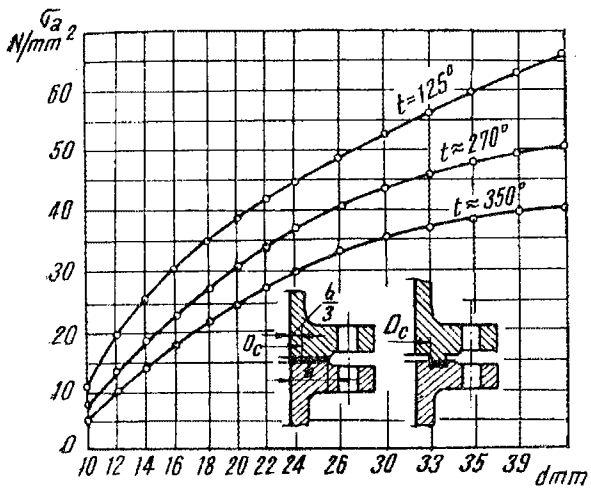


Fig. 4.27.

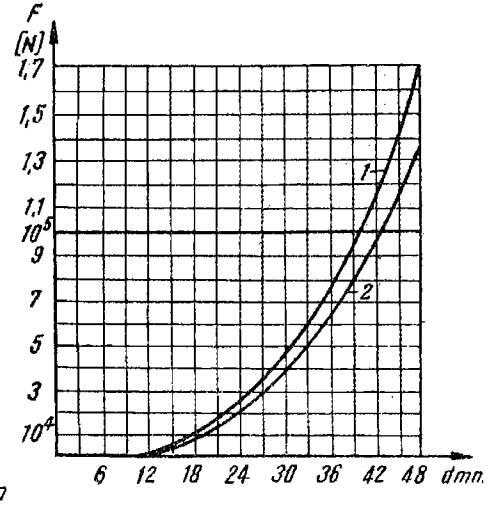


Fig. 4.28.

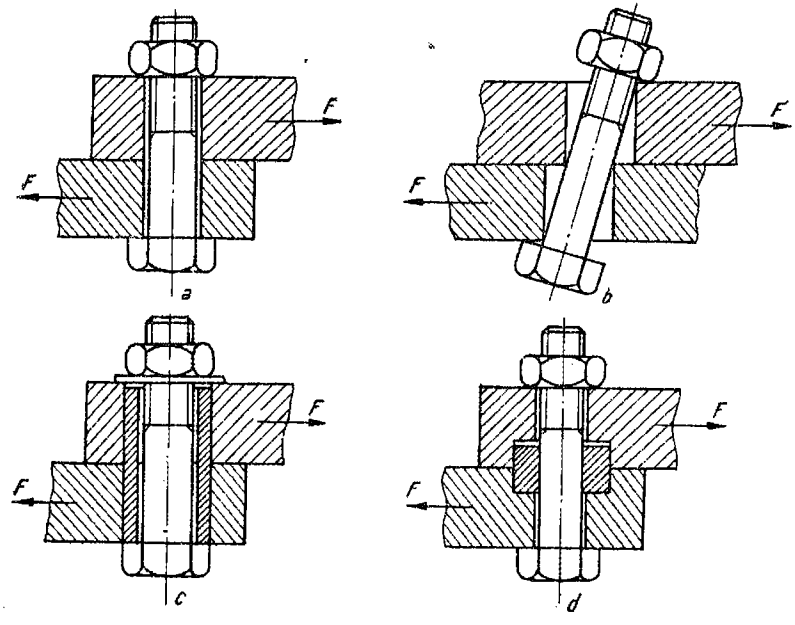


Fig. 4.29.

Tabelul 4.6

Schema de calcul a unei îmbinări filetate

Se dă: F — forța de exploatare [N]; felul de acționare a forței, dacă strîngerea se face în gol sau sub sarcină.

Nr. crt.	Mărimea	Simbolul	Relații de calcul
1	Diametrul interior al șurubului	d_1 [mm]	$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi \sigma_{at}}}$
2	Rezistența admisibilă	σ_{at} [N/mm²]	Fig. 4.26 ... Fig. 4.28
3	Dimensiunile șurubului și ale pieselor îmbinate		Se aleg din standarde sau rezultă constructiv
4	Coeficienții de rigiditate	C_s; C_p	$C_s = \frac{1}{\frac{1}{E_s}\sum_{i=1}^{n}\frac{l_{si}}{A_{si}}}$; $C_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n}\frac{l_{pi}}{A_{pi}E_{pi}}}$
5	Coeficientul sarcinii variabile	k_v	$k_v = \frac{C_s}{C_s+C_p} = \frac{\frac{1}{C_p}}{\frac{1}{C_s}+\frac{1}{C_p}}$
6	Forța inițială de strîngere	F_0 [N]	$F_0 = k_0 F$ (k_0 – tabelul 4,5)
7	Forța rezultantă	F_t [N]	$F_t = F + F'_0 = F_0 + k_v F$
8	Tensiunea de întindere	σ_t [N/mm²]	$\sigma_t = \frac{F_t}{A_1}$
9	Tensiunea echivalentă	σ_e N/mm²	$\sigma_e = 1{,}2\sigma_t \leqslant \sigma_a$
10	Rezistența admisibilă (static)	σ_a [N/mm²]	$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{c}$ ($c = 1{,}5 \ldots 2{,}5$)
11	Coeficientul de siguranță la oboseală	c	$c = \frac{2\sigma'_{-1t} + \sigma_{min}}{\sigma_{max}}$
12	Tensiunea maximă și minimă	σ_{max} σ_{min}	$\sigma_{max} = \frac{F_t}{A_1}$; $\sigma_{min} = \frac{F_0}{A_1}$
13	Rezistența la oboseală	σ'_{-1t}	$\sigma'_{-1t} = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}}$

Pentru a se evita răsturnarea șurubului în locaș (fig. 4.29, *b*), șuruburile trebuie montate fără joc (șuruburi păsuite, cilindrice sau conice). Un asemenea șurub este supus la forfecare și strivire. Solicitarea de forfecare este:

$$\tau_f = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leqslant \tau_{af}; \tag{4.87}$$

$$\tau_{af} = \frac{\sigma_c}{c}, \ (c = 3 \ldots 5).$$

În relația (4.87) se introduce diametrul tijei șurubului deoarece se va evita constructiv ca filetul să ajungă pînă la suprafața de separație.

Solicitarea de strivire între tija șurubului și locaș este:

$$p = \frac{F}{ds} \leqslant p_a, \tag{4.88}$$

unde s este grosimea piesei mai subțiri din îmbinare:

$$p_a = (120 \ldots 180) \text{ N/mm}^2.$$

Utilizarea de șuruburi păsuite nu este o soluție economică, întrucît impune șuruburi și locașuri de precizie ridicată (scumpe), cu toate că este mai sigură și asigură dimensiuni mai reduse decît cea cu frecare. Pentru a putea folosi șuruburi normale (ieftine) se aplică următoarele soluții: șuruburi strînse puternic, astfel încît forța de frecare să preia sarcina transversală sau diferite soluții constructive de descărcare a șurubului de sarcina transversală.

În primul caz, forța de strîngere necesară este:

$$F_0 \geqslant \frac{F}{\mu} \ (\mu \text{ — coeficient de frecare}). \tag{4.89}$$

În acest caz, șurubul este solicitat la întindere de forța inițială de strîngere:

$$F_0 = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_t.$$

Se vede că șurubul este încărcat cu o sarcină mai mare decît în cazul utilizării de șuruburi păsuite [$F_0 \approx (5 \ldots 6)F$]. Deci la aceeași sarcină sînt necesare șuruburi de secțiuni mai mari (sau mai multe) și totuși această soluție este în general mai avantajoasă. Numai la construcții de dimensiuni mari (cuplaje de la turbine Kaplan, de exemplu), unde se utilizează șuruburi mari, de fabricație individuală este mai avantajoasă utilizarea de șuruburi păsuite.

În figura 4.29, *c* și *d* sînt indicate două soluții constructive pentru descărcarea șuruburilor de sarcinile transversale.

4.4.8. **Calculul de rezistență al filetelor** se execută admițînd următoarele ipoteze simplificatoare :

a) sarcina se repartizează uniform pe spirele active ;

b) sarcina se repartizează uniform pe suprafața activă a fiecărei spire.

De fapt (așa cum se va arăta în § 4.5.1), repartiția sarcinii pe spire este neuniformă ; pentru a ține seama de aceasta în calcule, rezistențele admisibile sînt reduse în mod corespunzător.

Filetul este supus la următoarele solicitări : strivire, forfecare și încovoiere (fig. 4.30).

Șuruburile și piulițele standardizate sînt calculate să asigure capacități portante egale la solicitările menționate, astfel încît calculul filetului în cazul utilizării de elemente standardizate nu este necesar. Calculul se execută în cazul unor îmbinări nestandardizate sau cu elemente din alte materiale decît oțelul.

Strivirea filetului se poate produce datorită presiunii de contact p_c:

$$\frac{F}{z} = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)\, p_c , \tag{4.90}$$

sau considerînd o spiră desfășurată :

$$\frac{F}{z} = \pi d_2 H_1 p_c , \tag{4.91}$$

unde z este numărul de spire active pe care filetul șurubului vine în contact cu filetul piuliței.

Valorile presiunii admisibile între spire p_a sînt indicate în tabelul 4.7, atît pentru șuruburi de fixare, cît și pentru șuruburi de mișcare.

La șuruburi de fixare din condiția de egalitate între capacitatea portantă a filetului la strivire și a tijei șurubului la întindere rezultă înălțimea piuliței, $m = pz$ (p — pasul filetului):

$$z\pi d_2 H_1 p_a = \frac{\pi d_1^2}{4}\sigma_{at} . \tag{4.92}$$

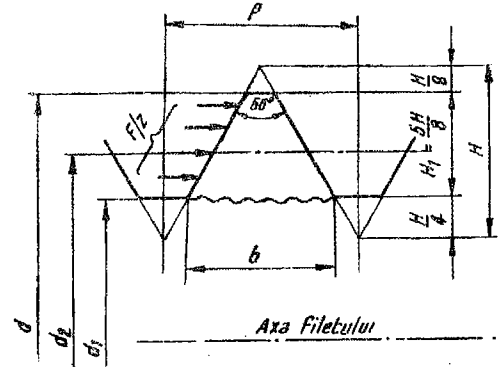


Fig. 4.30.

Tabelul 4.7

Presiunile admisibile de contact la filet

Șuruburi	Materiale	p_a N/mm²
De fixare	Oțel dur/oțel dur	40
	Oțel moale/oțel moale (bronz)	30
	Oțel/fontă	15
De mișcare	Oțel/bronz	10...15
	Oțel/oțel	7...10
	Oțel/fontă de antifricțiune	10...13
	Oțel/fontă	5...6
	Fontă/fontă	3...3,5

La filetul metric :

$$d_1 \approx 0{,}8\, d\,; \quad d_2 \approx 0{,}9\, d\,; \quad H_1 = 0{,}625\, p$$

și, admițînd pentru șurubul de fixare $\frac{\sigma_{at}}{p_a} \approx 2$, rezultă :

$$m = pz \approx 0{,}64\, d < 0{,}8\, d \text{ (valoare standardizată).}$$

Calculul filetului la forfecare se execută pentru filetul șurubului dacă șurubul și piulița sînt din același material, condiția de rezistență fiind (fig. 4.30):

$$\frac{F}{z} = \pi d_1 b \tau_{fs}. \tag{4.93}$$

În cazul cînd piulița este confecționată dintr-un material mai puțin rezistent, se calculează filetul piuliței cu relația :

$$\frac{F}{z} = \pi d b \tau_{fp}. \tag{4.94}$$

În aceste relații b este înălțimea pe care se poate produce forfecarea filetului (fig. 4.30).

Valoarea lui b pentru filetul metric (fig. 4.3) rezultă din relația :

$$\frac{H}{p} = \frac{H - \frac{H}{4}}{b}; \quad b = \frac{3}{4} p = k_f p, \qquad (k_f = 0{,}75), \tag{4.95}$$

unde k_f este coeficientul de formă al filetului. La alte filete decît filetul metric k_f are următoarele valori:

$k_f=0{,}832$ — filet în țoli;

$k_f=0{,}63\ldots0{,}68$ — filet trapezoidal;

$k_f=0{,}5$ — filet pătrat.

Punînd și aici condiția de capacitate portantă egală a tijei șurubului la întindere și a filetului la forfecare se poate calcula înălțimea necesară a piuliței.

$$z\pi d_1 b\tau_{as}=\frac{\pi d_1^2}{4}\sigma_{at}. \tag{4.96}$$

Pentru filetul metric avînd:

$$d_1\approx 0{,}8\,d;\quad b=0{,}75\,p,\quad \text{iar}\quad \frac{\sigma_{at}}{\tau_{as}}=2,$$

rezultă: $m=0{,}53\,d<0{,}8\,d$.

Ca urmare, la șuruburile și piulițele din oțel cu filete metrice pericolul principal îl prezintă strivirea.

Forfecarea devine periculoasă în cazul unor șuruburi sau prezoane înșurubate în piese de fontă, în cazul folosirii unor piulițe de fontă, metale neferoase sau materiale plastice etc. În acest caz se calculează adîncimea de înșurubare sau înălțimea piuliței pe baza relației (4.96), scriind:

$$z\pi dk_f p\tau_{ap}=\frac{\pi d_1^2}{4}\sigma_{at},$$

sau:

$$m=pz=\frac{1}{4k_f}\frac{d_1^2}{a}\frac{\sigma_{at}}{\tau_{ap}}. \tag{4.97}$$

Calculul filetului la încovoiere se execută considerînd sarcina $\frac{F}{z}$ concentrată pe mijlocul înălțimii suprafeței active a spirei considerată ca o grindă încastrată. Relația de calcul pentru filetul șurubului este:

$$M_i=\frac{F}{z}\cdot\frac{h_3}{2}=\frac{\pi d_1 b^2}{6}\sigma_{is}. \tag{4.98}$$

În general, solicitarea de încovoiere este relativ redusă, astfel încît verificarea filetului la încovoiere nu este necesară.

4.5. PROBLEME CONSTRUCTIVE ALE ÎMBINĂRILOR FILETATE

4.5.1. **Repartizarea sarcinii pe spire.** Sarcina axială care solicită șurubul nu se repartizează în mod uniform pe toate spirele pe care se face contactul între piuliță și șurub. O serie de cercetări teoretice și experimentale au arătat că,

de exemplu, la o piuliță cu 10 spire, prima spiră preia 33% din sarcină în timp ce ultima spiră nu preia decît 1%. Repartiția neuniformă a sarcinii pe spire se datorește elasticității diferite a acestora, fiind influențată de forma și materialul piuliței și ale șurubului ca și de precizia de prelucrare a filetelor.

Astfel, în mod obișnuit piulița se deformează în sens invers (compresiune) în raport cu șurubul (întindere), ceea ce are ca efect încărcarea foarte mare a spirelor din apropierea suprafeței de reazem a piuliței. Pentru evitarea acestei situații se utilizează piulițe întinse (fig. 4.31).

O altă soluție o reprezintă utilizarea de filete de elasticitate variabilă în așa fel încît în zona supusă încărcărilor filetul să fie mai elastic și să se deformeze mai mult, astfel încît fluxul de forță să fie deplasat spre spirele superioare (soluție dificilă tehnologic). La aceasta poate contribui și realizarea de piulițe de întindere fasonate conic (fig. 4.32), soluție aplicată și în cazul piuliței de întindere din figura 4.31.

În același scop se pot utiliza piulițe din bronz (modul de elasticitate mai mic), cît și piulițe avînd panta filetului ceva mai mare decît a piuliței.

4.5.2. **Pentru mărirea rezistenței la oboseală** a șuruburilor, pornind de la observația că amplitudinea ciclului este :

$$\sigma_v = \frac{F}{2\frac{\pi d_1^2}{4}} \cdot \frac{C_s}{C_s + C_p} = \frac{F}{2\frac{\pi d_1^2}{4}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{C_p}{C_s}} \cdot \tag{4.99}$$

Se vede că cu cît rigiditatea șurubului este mai mică și a pieselor strînse mai mare, cu atît amplitudinea ciclului este mai scăzută. Pe de altă parte, din relația : $C_s = \frac{E_s A_s}{l_s}$ se vede că pentru micșorarea rigidității șurubului trebuie redusă secțiunea și mărită lungimea lui. Pe baza acestei observații s-au realizat șuruburi la care tija are un diametru egal sau chiar mai mic decît diametrul interior al filetului (fig. 4.33). Unor asemenea șuruburi li se spune șuruburi elastice sau de alungire.

S-a stabilit experimental că șuruburile de alungire pot prelua o solicitare variabilă de 2—3 ori mai mare și o solicitare cu șoc de 7—8 ori mai mare decît șuruburile normale.

Fără doar și poate că mărimea razei de racordare de la fundul filetului are o importanță primordială în ceea ce privește rezistența la oboseală a șuruburilor. De asemenea, tehnologia de prelucrare prin rulare duce la creșterea rezistenței la oboseală a șurubului.

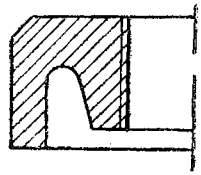


Fig. 4.31.

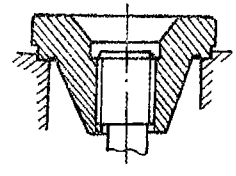


Fig. 4.32.

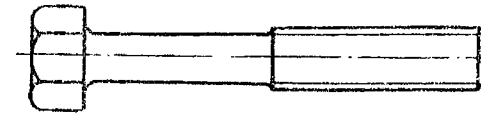


Fig. 4.33.

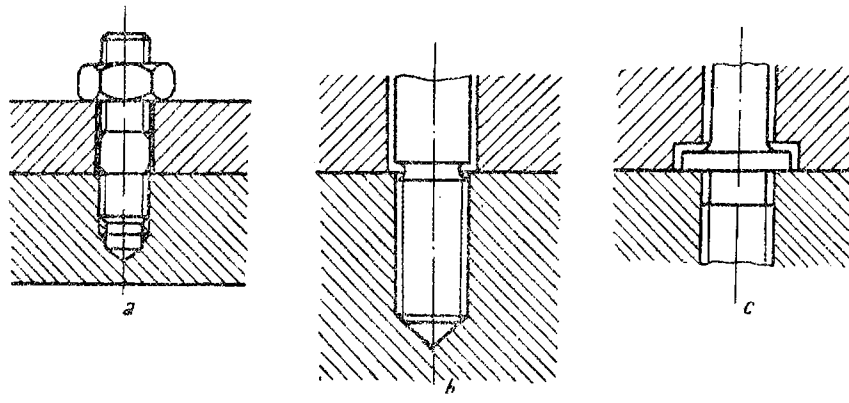


Fig. 4.34.

Deoarece se constată cîteodată ruperi ale capului şurubului la oboseală se recomandă realizarea de raze de curbură corespunzătoare între capul şi tija şurubului, $\frac{r}{d} \geqslant 0{,}1$.

În cazul utilizării prezoanelor este recomandabil ca partea filetată şi zona de strîngere a filetului să fie scoase din suprafaţa de divizare (fig. 4.34, *a*). În figura 4.34 sînt indicate două variante constructive pentru acest scop, una la care strîngerea se realizează pe fundul găurii (fig. 4.34, *b*) şi a doua la care strîngerea se realizează pe guler (fig. 4.34, *c*).

4.5.3. **Asigurarea piuliţelor.** O problemă constructivă deosebit de importantă o reprezintă *asigurarea piuliţelor*. Atît la şuruburile supuse la sarcini variabile, cît şi la cele supuse la sarcini statice se observă că cu timpul strîngerea slăbeşte, existînd cazuri cînd piuliţele încep să se deşurubeze. Explicaţia acestui fenomen de autoslăbire a înşurubării, cu toate că este asigurată condiţia $\beta < \varphi$ este următoarea :

— La şuruburile încărcate static, deformaţiile care la început sînt elastice şi datorită cărora apare forţa de apăsare şi deci şi forţa de frecare dintre filetul piuliţei şi filetul şurubului devin permanente şi forţa de frecare se micşorează sau chiar se anulează, din care cauză se produce o slăbire a strîngerii urmată de autodeşurubarea piuliţei.

— La şuruburile supuse la sarcini variabile (forţe variabile, variaţii de temperatură, vibraţii etc.), piuliţa se umflă radial iar şurubul se contractă axial, ceea ce are ca efect alunecări între filetul şurubului şi al piuliţei cît şi între suprafaţa de contact dintre piuliţă şi piesă.

Avînd în vedere descrierea fenomenului de autodeşurubare, mijloacele de asigurare a piuliţelor pot fi împărţite în două mari categorii :

a) mijloace de asigurare prin care se realizează o apăsare între filetul piuliţei şi şurubului mai mult sau mai puţin independentă de forţele exterioare şi de variaţia acestora (asigurare prin forţă);

b) mijloace de asigurare cu organe separate de fixare care nu au nici o legătură cu forța de apăsare, ele evitînd doar deșurubarea piulițelor (asigurare prin formă).

În tabelul 4.8 se indică o clasificare sumară a mijloacelor de asigurare a piulițelor.

Tabelul 4.8

Metode de asigurare a piulițelor

- Metode de asigurare a piulițelor
  - Frecarea independentă de forța exterioară (prin forță)
    - șaibe brute
    - șaibe bombate
    - inele tăiate (Grower)
    - contrapiuliță
    - șaibe din material plastic
    - piulițe (șuruburi) cu inserții
    - filete deformate
    - piulițe elastice
  - Cu elemente de fixare (prin formă)
    - șplint
    - piuliță crenelată și șplint
    - șaibe de siguranță
    - sîrmă
    - cheie de fixare

Din prima categorie a mijloacelor de asigurare (asigurare prin forță) fac parte: șaibele brute, șaibele bombate, inelele de siguranță etc.

Șaibele brute sînt standardizate în STAS 1388-50. Ele sînt de obicei rotunde, dar pot avea și forma pătrată — în special în cazul cînd piesele strînse sînt din lemn. Rondelele fiind comprimate între piesa strînsă și piuliță produc o apăsare suplimentară între piuliță și șurub.

Șaibele bombate arcuite au același efect ca și rondelele brute, dar mult mai puternic, datorită deformării elastice a șaibei (fig. 4.35).

Inelele de siguranță tăiate cu capetele răsfrînte, sau inelele Grower, sînt standardizate în STAS 2731-51 sub numele de inele de siguranță. În afară de apăsarea pe care o exercită, inelele de siguranță evită în oarecare măsură deșurubarea și prin faptul că cele două capete ale lor se înfig în piesă și în piuliță, atunci cînd aceasta are tendința să se deșurubeze (fig. 4.36). Ele se execută cu sensuri diferite ale tăieturii pentru filete dreapta și stînga.

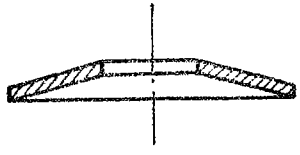


Fig. 4.35

Principalul dezavantaj al inelelor Grower, în afara unor oarecare deteriorări ale piuliței

și piesei, constă în faptul că ele măresc neuniformitatea repartiției presiunii între filetul șurubului și al piuliței, el neapăsînd în mod uniform pe toată suprafața de sprijin a piuliței. Pentru evitarea acestui ultim neajuns s-a introdus inelul tăiat din figura 4.36, *b* la care este îndoită în sus și partea opusă tăieturii.

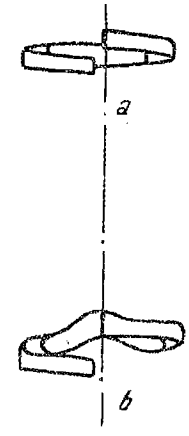


Fig. 4.36.

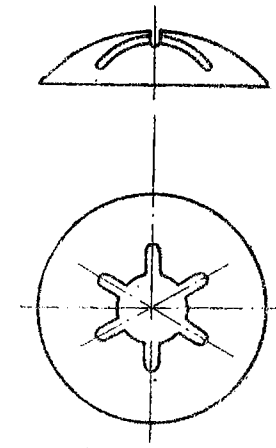


Fig. 4.37.

În ultimul timp s-au introdus numeroase variante noi de rondele executate din tablă de oțel, prin tăiere și ambutisare (fig. 4.37).

Șaiba elastică din figura 4.38 poate îndeplini rolul dublu de asigurare și amortizare. Șaiba are formă inelară și este prevăzută cu două caneluri circulare care au rolul de a-i mări elasticitatea.

În figura 4.39 este reprezentată o șaibă combinată dintr-un inel de oțel executat prin stanțare și un inel trapezoidal din material plastic. Cele două inele sînt fixate între ele prin lipire. În stare liberă există un joc între șaibă și șurub. Prin strîngere șaiba este comprimată și asigură piulița atît prin frecarea dintre piuliță și materialul plastic, cît și prin frecarea dintre șurub și inelul de plastic. Șaiba asigură și etanșeitatea îmbinării.

În figura 4.40 este reprezentată o șaibă în formă de dublu T executată integral din material plastic (caprolactama). Prin alegerea diametrului interior al șaibei d_i mai mic decît diametrul șurubului d_s și prin strîngerea piuliței, șaiba pătrunde între spirele șurubului și piuliței și în golul dintre șurub, piuliță și gaură. Totodată hexagonul piuliței pătrunde în materialul șaibei, silindu-l să se deformeze. Se pot utiliza și cîte două asemenea șaibe, una sub piuliță și cealaltă sub capul șurubului.

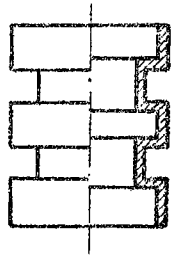


Fig. 4.38.

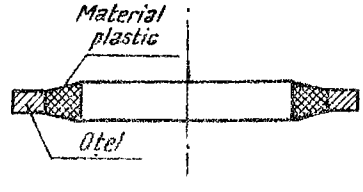


Fig. 4.39.

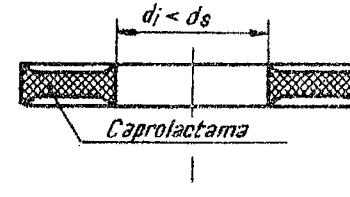


Fig. 4.40.

Contrapiulița înșurubată peste piulița de bază are următorul efect (fig. 4.41): contactul dintre filetul șurubului și al piuliței se face pe flancurile superioare ale filetului șurubului, iar contactul dintre filetul șurubului și al contrapiuliței se face pe flancurile inferioare ale filetului șurubului, astfel că șurubul este întins între piuliță și contrapiuliță cu o forță independentă de forța exterioară, ea depinzînd exclusiv de strîngerea contrapiuliței peste piulița de bază, strîngere care mărește concomitent și forțele de frecare. Totuși, cu timpul, deformațiile elastice devenind permanente, forța de strîngere slăbește și efectul contrapiuliței dispare. Este important de remarcat următorul fapt: se obișnuia (și se obișnuiește și astăzi) să se facă contrapiulița cu o înălțime mai mică decît a piuliței, ceea ce trebuie considerat ca fiind o practică dăunătoare, dat fiind faptul că întreaga sarcină a șurubului este preluată de contrapiuliță și nu de piulița de bază. Eventual s-ar putea face piulița de bază cu înălțimea mai mică decît contrapiulița, dar se recomandă ca piulița și contrapiulița să fie egale ca dimensiuni (de altfel, cînd strîngerea contrapiuliței slăbește, piulița de bază preia întreaga sarcină).

Deoarece la folosirea contrapiulițelor se produc solicitări suplimentare datorită presiunilor mărite pe flancurile filetelor, s-a introdus o construcție îmbunătățită (fig. 4.42). Această construcție constă din piulița *1* care are o parte conică și este spintecată de-a lungul generatoarei și din inelul de strîngere *2* prevăzut cu un alezaj conic. Ambele elemente se introduc cu părțile conice una în alta pînă cînd suprafețele plane ale ambelor piese se suprapun. Prin strîngere, filetul piuliței spintecate este apăsat radial de filetul șurubului și astfel se asigură piulița împotriva desfacerii. Se folosește și varianta, cînd piulița nu este spintecată.

S-au introdus în ultimii ani soluții noi de asigurare a piulițelor care se pot clasifica în următoarele 3 grupe:

a) piulițe sau șuruburi prevăzute cu elemente elastice care deformîndu-se realizează blocarea prin frecarea mărită;

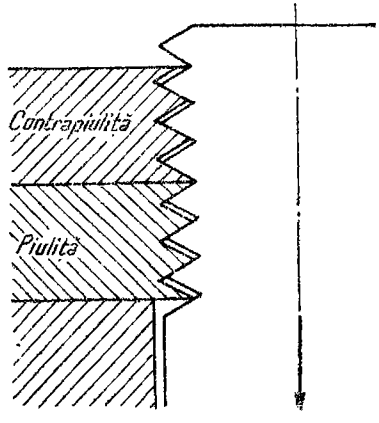


Fig. 4.41.

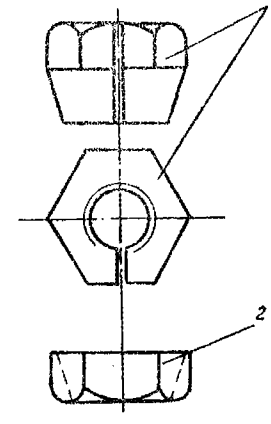


Fig. 4.42.

b) piulițe prevăzute cu o parte a filetului deformată sau o parte din spire cu unghiul diferit de cel standardizat, astfel încît prin înșurubarea piuliței să se producă blocarea;

c) piulițe sau șuruburi de construcție elastică care asigură realizarea blocării.

Elementele (inserțiile) elastice se pot monta fie în piuliță, fie în șurub. În cazul montării inserțiilor în piulițe, acestea din urmă se execută mai înalte. Ca elemente elastice se folosesc cu precădere materiale plastice (de obicei, poliamidice). Diametrul interior al inserției fiind mai mic decît diametrul interior al filetului piuliței, la montarea piuliței inserția este presată puternic, luînd forma filetului în care se înșurubează. Se utilizează și inserții în formă de dop (fig. 4.43). Ca urmare frecarea crește și se asigură blocarea piulițelor.

Inserțiile din material plastic asigură totodată etanșeitatea și amortizează vibrațiile. Piulițele pot fi folosite timp nelimitat, întrucît poliamidele sînt foarte elastice, așa că după demontare, inserția își recapătă forma inițială.

În figura 4.44 se indică o soluție de deformare a spirelor piuliței prin presarea suprafeței frontale.

O altă soluție este presarea în partea superioară a piuliței a unui inel filetat de formă eliptică. Prin deformarea inelului la înșurubare se produce asigurarea. Neajunsul acestor două soluții constă în aceea că la piulițe cu montări și demontări dese, filetul se uzează și deformația inițială dispare.

O soluție des utilizată este practicarea la partea superioară a piuliței de tăieturi ușor deformate (piulițe elastice), care la strîngere arcuiesc (fig. 4.45). Se pot utiliza una sau mai multe tăieturi diametrale.

În același scop se poate practica o tăietură transversală prin piuliță și deformarea acesteia printr-un știft filetat (fig. 4.46).

O altă soluție este utilizarea unei piulițe cu renură interioară, filetul nefiind în continuare. La înșurubare, filetul nefiind în continuare, partea superioară se deformează elastic și creează tensiuni inițiale (fig. 4.47).

O soluție la care capul șurubului este elastic este cea indicată în figura 4.48. Șurubul are tăieturi transversale în cap, iar sub cap, un canal circular. În felul acesta capul este elastic și se deformează, asigurînd șurubul.

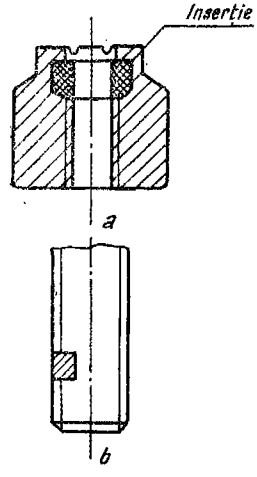


Fig. 4.43.

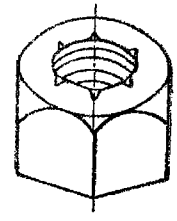


Fig. 4.44.

Fig. 4.45.

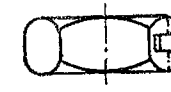


Fig. 4.46.

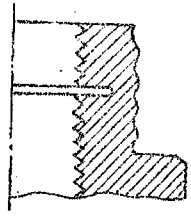


Fig. 4.47.

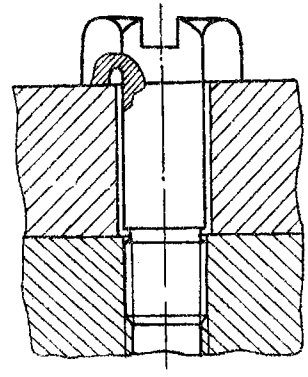


Fig. 4.48.

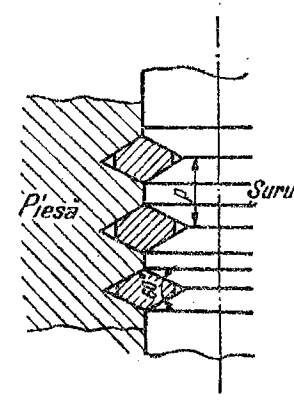


Fig. 4.49.

Se confecționează din oțeluri rezistente ($\sigma_r = 700 \ldots 1\,300$ N/mm^2). Tăieturile din cap se pot executa chiar la presarea la rece a capului.

O soluție nouă de asigurare a șuruburilor care se înșurubează în piesă (fără piuliță) este utilizarea bobinelor elicoidale. Acestea sînt niște arcuri de secțiune romboidală, avînd unghiul de vîrf de 60°. Bobina poate fi introdusă fie într-un locaș cilindric, fie într-unul filetat (fig. 4.49).

Materialul bobinelor este sîrmă de oțel avînd duritatea 44...50 HRC. Diametrul exterior al bobinei este ceva mai mare decît diametrul alezajului sau al fundului filetului din piesă, încît prin introducere se presează puternic de perete, fixîndu-se bine în locaș. Precizia filetului obținut depinde de precizia locașului în care s-a introdus bobina. Pentru fixarea axială a bobinei în gaură se poate prevedea un prag. Asigurarea șurubului împotriva deșurubării se realizează prin faptul că la montarea șurubului în sensul desfășurării bobinei spirele ei tind să revină, iar ca urmare rezultă o apăsare puternică pe flancurile filetului, șurubul fiind astfel autoblocat.

Din a doua categorie (asigurarea prin formă) fac parte o mulțime de mijloace de asigurare, din care cele prezentate în continuare sînt mai răspîndite.

Piulița cu șplint (fig. 4.50). Cînd șplintul este deasupra, piulița se poate slăbi, dar nu poate să cadă. Cînd piulița și șurubul se găuresc după montare se slăbește șurubul în porțiunea activă a acestuia și nu permite strîngerea ulterioară a piuliței și asigurarea ei.

Piulița crenelată. Se asigură piulița prin șplintul care se introduce prin șurub și crenelurile diametral opuse : execuție greoaie, piulița trebuie rotită cu 60° pentru a introduce șplintul, ceea ce uneori nu este posibil.

Cheie de fixare (fig. 4.51).

Piuliță cu caneluri și rondea cu aripioare de tipul celor folosite la fixarea rulmenților (fig. 4.52).

În cazul cînd trebuie asigurată o grupă de șuruburi se găuresc capetele acestora deasupra piuliței și se trece o sîrmă prin toate găurile sau se

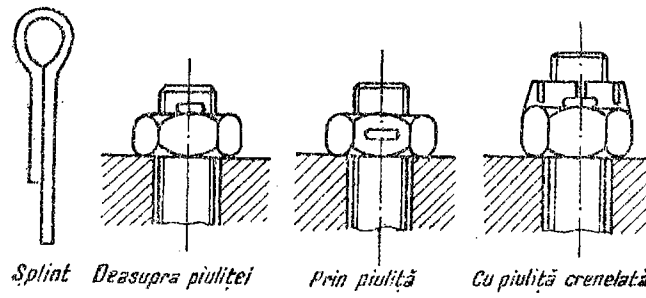


Fig. 4.50.

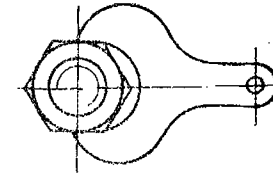


Fig. 4.51.

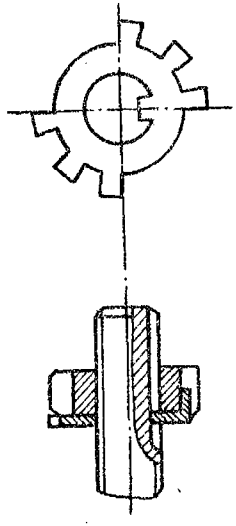


Fig. 4.52.

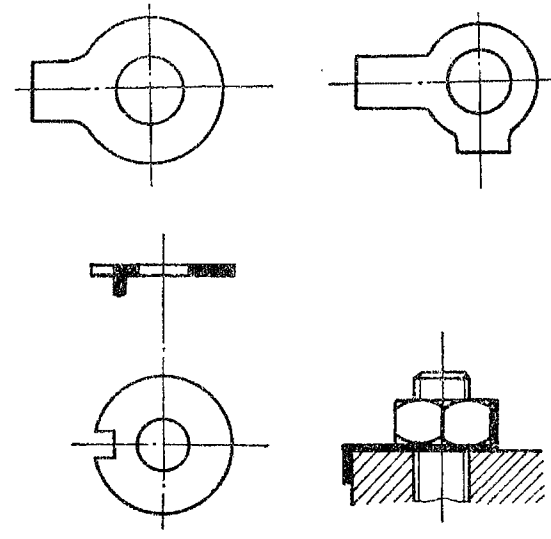


Fig. 4.53.

asigură cîte două piulițe cu o singură șaibă de siguranță. De asemenea, cînd piulița este la marginea piesei, se pot utiliza *șaibele de siguranță* din figura 4.53 (STAS 2241-51).

4.6. ȘURUBURILE DE MIȘCARE

4.6.1. **Clasificare.** Sub acest nume generic se subînțeleg de fapt două categorii de șuruburi, și anume:

1) *Șuruburi de mișcare de acționare* (de forță) folosite pentru a dezvolta o forță axială mare, cum ar fi în cazul vinciurilor, al șuruburilor de reglare de la laminoare și al diferitelor prese cu șurub (de mînă, cu fricțiune).

2) *Șuruburi de mișcare cinematice* folosite pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație. Transmisia șurub-piuliță se poate executa

cu șurub rotitor și piuliță în translație, cu șurub rotitor și în translație și cu piuliță fixă sau cu piuliță rotitoare și cu șurub în mișcare de translație.

Cînd se cer deplasări foarte precise se pot executa dispozitive de corecție care compensează defectele filetelor. Această compensare se obține printr-o ușoară deplasare a piuliței.

Avantajele acestor mecanisme sînt următoarele : se obțin forțe foarte mari și viteze de deplasare foarte mici la un gabarit mic și o capacitate portantă mare, construcție și execuție simplă și o precizie foarte mare a deplasării. Ele prezintă însă și unele dezavantaje, dintre care cel mai important este acela că au un randament scăzut, motiv pentru care nu pot fi folosite pentru viteze periferice mari. Viteza de alunecare între spire este de $1/\sin\beta$ ori mai mare decît viteza de deplasare, ceea ce pentru pante cuprinse între $\beta=2°$ și 15° corespunde la vreo 50—30 de ori viteza de deplasare, ceea ce contribuie la creșterea uzurii.

In aceste construcții se preferă filetul trapezoidal față de filetul pătrat, din cauza calităților sale prezentate în § 4.2.1.

4.6.2. **Materiale.** Ca materiale pentru șuruburi de mișcare se folosesc cu precădere oțelurile : OL 50, OL 60 și OLC 45.

In cazul cînd șurubul se supune unui tratament termic se utilizează oțeluri aliate cu mangan, cu crom, crom-mangan etc.

Piulițele se execută din bronz, iar la viteze mici din fontă de antifricțiune.

Șuruburile se execută de obicei cu două reazeme : șuruburile scurte se execută cu un reazem, celălalt reazem fiind realizat de piuliță. La vinciuri și alte mecanisme cu șurub, șurubul este sprijinit numai în piuliță.

Pentru a economisi bronzul, piulițele se execută sub formă de bucșă, care se fixează în locașul respectiv cu șurub, pană etc.

4.6.3. **Calculul șuruburilor de mișcare** (fig. 4.54) se efectuează cu aceleași relații ca și șuruburile de fixare.

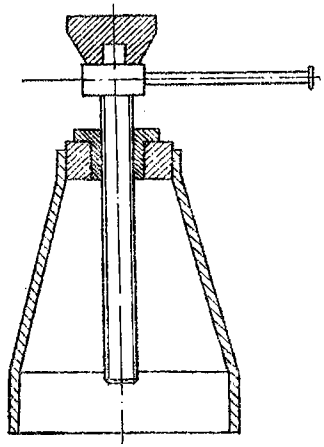


Fig. 4.54.

Dacă asupra șurubului acționează forța axială F, momentul de torsiune în șurub este (relația 4.14):

$$M_t = Fr_2 \operatorname{tg}(\beta+\varphi'),$$

unde notațiile sînt cele cunoscute.

Relația (4.14) este valabilă dacă piulița și suprafața de sprijin a sarcinii sînt de o parte și de alta a punctului de aplicare a momentului (cazul vinciului). Dacă piulița și suprafața de sprijin sînt într-o singură parte în raport cu locul de aplicare a momentului, atunci momentul de răsucire în șurub este (relația 4.18):

$$M_t = Fr_2 \operatorname{tg}(\beta+\varphi') + \mu F R_c.$$

În șurub iau naștere tensiuni normale și tangențiale, tensiunea echivalentă fiind (relația 4.65) : $\sigma_e = K_r \sigma_t$.

Dacă în expresia lui K_r se introduc valorile medii pentru un filet trapezoidal la care se asigură autofrînarea ($\beta < \varphi'$), adică :

$$\beta \approx 4^\circ ; \quad \rho \approx 6^\circ ; \quad \frac{d_2}{d_1} = 1{,}12 \text{ rezultă } K_r = 1{,}25.$$

Rezistența admisibilă se determină ca și la șuruburile de fixare, scriind : $\sigma_{at,(c)} = \frac{\sigma_c}{c}$ unde coeficientul de siguranță se ia pentru șuruburi supuse la compresiune sau încovoiere $c = 2 \ldots 4$ (coeficient de siguranță mare pentru a asigure o stabilitate și rigiditate suficientă la flambaj sau încovoiere). La șuruburile supuse numai la întindere coeficientul de siguranță se ia $c = 1{,}5 \ldots 3$.

Înălțimea piuliței șurubului de forță se determină pe baza relațiilor de la § 4.4.8. Rezistențele admisibile la presiunea de contact sînt mai mici decît la șuruburile de fixare, din cauza mișcării relative șurub-piuliță (tabelul 4.7).

Notă : Valorile superioare ale lui p_a corespund pentru oțel călit. Pentru funcționare intermitentă, p_a se poate mări cu 20%. Șuruburile de încărcare ale laminoarelor se pot calcula cu $p_a = 15 \ldots 20$ N/mm^2.

Din condiția de capacitate portantă egală a șurubului la întindere și a piuliței la presiune de contact :

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{at} = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) z p_a , \tag{4.100}$$

înlocuind valorile maxime pentru σ_{at} și p_a pentru șuruburi de mișcare, rezultă numărul optim de spire :

$$\sigma_{at} = 80 \text{ N/mm}^2 ; \quad p_a = 13 \text{ N/mm}^2 \quad (\sigma_{at} \approx 6 p_a) \quad \text{și} \quad \frac{d}{d_1} \approx 1{,}25 :$$

$$\frac{\pi d_1^2}{4} 6 p_a = \frac{\pi d_1^2}{4} \left(\frac{d^2}{d_1^2} - 1 \right) z p_a ; \quad z = 12 \text{ spire.}$$

Valori și mai mari pentru z se obțin pentru valorile minime (pentru $\sigma_{at} = 50$ N/mm^2 și $p_a = 5$ N/mm ; ($\sigma_{at} \approx 12 p_a$); $z = 24$ spire.

Deoarece numărul de spire al piuliței este limitat la cel mult 10—12 (din cauza creșterii neuniformității repartizării sarcinii pe spire cu numărul de spire), dimensionarea șurubului de mișcare se va face la presiunea de contact și se verifică eventual la întindere (compresiune) și flambaj (dacă este cazul).

Dimensionarea la presiune de contact se execută cu relația (4.90):

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] z p_a .$$

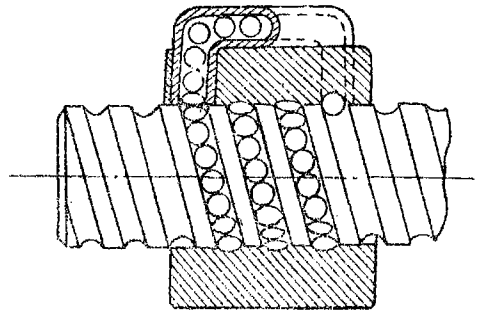


Fig. 4.55.

Din această relație se poate calcula diametrul șurubului necesar, admițînd numărul de spire ($z=6\ldots12$) și raportul $\frac{d_1}{a}\approx0{,}8$.

$$F=\sqrt{\frac{4F}{\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]zp_a}}. \tag{4.101}$$

La șuruburile de mișcare, în special atunci cînd ele sînt acționate mecanic, problema randamentului ocupă un loc foarte important.

Pentru a asigura randamente mari se utilizează șuruburi cu bile la care frecarea de alunecare este înlocuită prin frecare de rostogolire (fig. 4.55).

La acestea, în șurub și piuliță se execută canale în care se rostogolesc bilele. Canalele formează un circuit închis, astfel că bilele ieșind din piuliță sînt întoarse înapoi. Canalele sînt călite. Cînd se cere o construcție fără joc, piulițele se execută din două părți și se montează cu strîngere inițială, lucru care se realizează de obicei cu arcuri.

Se obțin în acest caz randamente în jur de 90%. Ele nu sînt sensibile la o ungere insuficientă, motiv pentru care pot lucra la temperaturi ridicate.

4.6.4. **Verificarea la flambaj.** Sînt cazuri cînd șuruburile de mișcare sînt supuse la flambaj. În aceste cazuri determinarea diametrului șurubului se face pe baza relației lui Euler sau Tetmajer-Iasinski după domeniul de flambaj respectiv. Este de observat că studii experimentale au arătat că în calculul la flambaj al șuruburilor nu trebuie introdus momentul de inerție real, ci unul echivalent, și anume:

— pentru șuruburile cu filet pătrat:

$$I_e=I_1\left(0{,}6+0{,}4\frac{d}{d_1}\right); \tag{4.102}$$

— pentru şuruburile cu filet trapezoidal avînd unghiul la vîrf de 30° :

$$I_e = I_1 \left(0{,}4 + 0{,}6 \frac{d}{d_1}\right). \qquad (4.103)$$

În aceste relaţii I_e este momentul de inerţie echivalent, iar I_1 — momentul de inerţie corespunzător diametrului interior al filetului.

La calculul forţei critice de flambaj trebuie să se ţină seama de lungimea echivalentă de flambaj l_f, care depinde de modul de rezemare a şurubului.

Dacă şurubul se reazemă în două reazeme $l_f = l$; dacă la unul din capete este piuliţa, atunci se consideră şurubul încastrat aici şi $l_f = 0{,}7\, l$.

În tabelul 4.9 se indică schema de calcul a şuruburilor de mişcare.

Tabelul 4.9

Schema de calcul a şuruburilor de mişcare

Se dă: F — forţa de lucru [N]; condiţiile de funcţionare

Nr. crt.	Mărimea	Simbolul	Relaţii de calcul
1	Diametrul interior al şurubului	d_1 [mm]	$d_1 = \sqrt{\dfrac{4F}{\pi\left[1-\left(\dfrac{d_1}{d}\right)^2\right] z p_a}}$
2	Dimensiunile şurubului		Se aleg din standarde sau rezultă constructiv
3	Verificarea la întindere (compresiune — dacă este cazul)	$\sigma_{t(c)}$ [N/mm²]	$\sigma_{t(c)} = \dfrac{K_r F}{\dfrac{\pi d_1^2}{4}} \leqslant \sigma_{at(c)}$
4	Verificarea la flambaj		Se va ţine seama de momentele de inerţie echivalente (4.102 şi 4.103) şi de lungimea de flambaj
5	Dimensiunile pieselor din ansamblu		Se determină conform schiţei principiale
6	Randament (la şuruburi antrenate mecanic)		$\eta = \dfrac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta+\varphi') + \mu_1 \dfrac{D_c}{d_2}}$ (v. § 4.4.5)

5. ÎMBINĂRI CU PENE, ŞTIFTURI ŞI SUPRAFEŢE PROFILATE

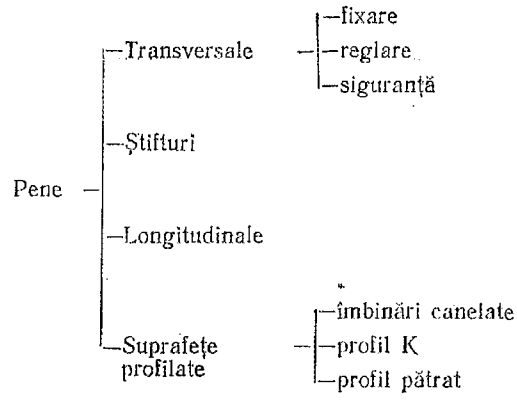
5.1. DEFINIŢIE. CLASIFICARE

Îmbinările cu pene, ştifturi şi suprafeţe profilate sînt îmbinări demontabile, care îmbină sau asigură poziţia relativă a două piese, de obicei prin efectul înclinării feţelor care preiau încărcarea.

În tabelul 5.1 se indică o clasificare a acestor îmbinări.

Tabelul 5.1

Clasificarea penelor



Îmbinările din această grupă prezintă în general avantajul realizării unor îmbinări de forme simple, precise şi relativ ieftine, avînd gabarit redus şi putînd fi montate şi demontate uşor. Prezintă însă şi unele dezavantaje, ca : slăbiri importante ale secţiunii pieselor îmbinate, concentrări puternice de tensiuni, ovalizări etc., motiv pentru care au apărut o serie de soluţii îmbunătăţite, ca : inele elastice, pene inelare etc.

5.2. PENE TRANSVERSALE ŞI ŞTIFTURI

5.2.1. **Penele transversale** sînt perpendiculare pe axa pieselor care se îmbină servind la îmbinarea a două piese care au tendinţa de deplasare relativă axială (fig. 5.1). Ele se pot utiliza şi pentru reglaj ; prin deplasarea lor realizează deplasarea unei piese (de exemplu, reglarea jocurilor din lagăre — fig. 5.2).

Ştifturile preiau, pe lîngă forţe axiale, şi momente de torsiune sau momente încovoietoare. Spre deosebire de penele transversale care au o secţiune

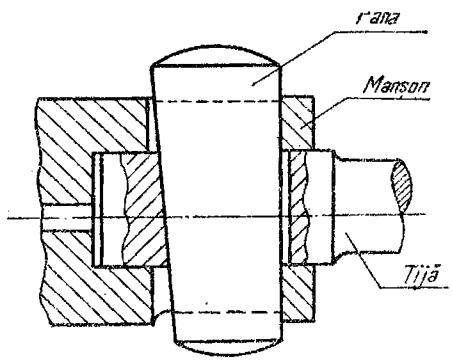


Fig. 5.1.

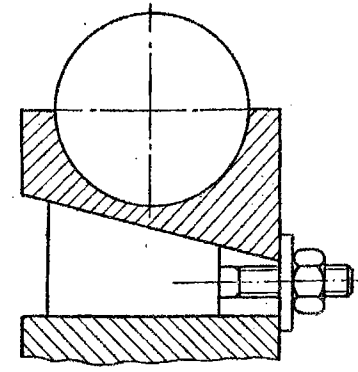


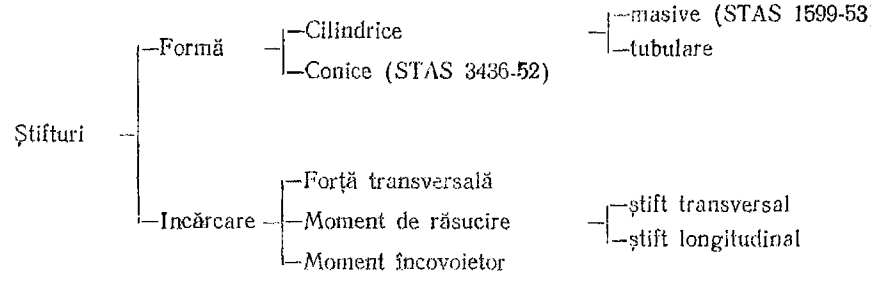
Fig. 5.2.

dreptunghiulară, știfturile au o secțiune circulară și în general dimensiuni mai reduse.

In tabelul 5.2 se indică o clasificare a știfturilor.

Tabelul 5.2

Clasificarea știfturilor



Știfturile se folosesc pentru a asigura poziția relativă a două sau mai multe piese (de exemplu, asigurarea poziției relative a unui capac față de carcasă), pentru a înlocui penele în îmbinări supuse la sarcini relativ mici, pentru limitarea unor momente etc.

5.2.2. **Construcția și tehnologia penelor transversale și a știfturilor.** Penele transversale se execută în formă de trapez (isoscel — fig. 5.3, *a* sau dreptunghi — fig. 5.3, *b*). Inclinarea penelor de fixare se ia $i=\frac{1}{25}$, iar a celor de reglaj, $i=\frac{1}{15}\cdots\frac{1}{10}$.

Secțiunea penei transversale se realizează cu muchii rotunjite.

In figura 5.4 sînt reprezentate 3 variante de îmbinări cu pană transversală, care pot lucra la sarcini variabile. Cînd forța lucrează într-un sens, ea este

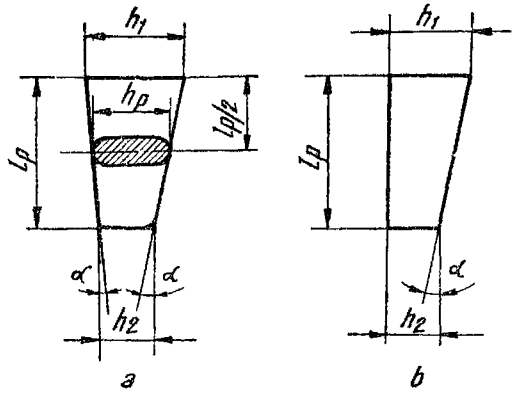


Fig. 5.3.

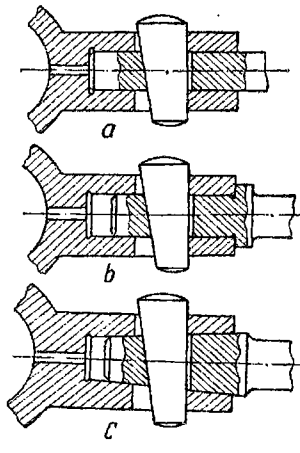


Fig. 5.4.

preluată de pană, iar în sens contrar forța este preluată de fundul manșonului (fig. 5.4, *a*), de guler (fig. 5.4, *b*) sau de suprafața conică interioară a manșonului (fig. 5.4, *c*).

Știfturile reprezintă o mare varietate de forme constructive (fig. 5.5). Alături de știfturile cilindrice, conice (înclinare 1/100) și tubulare, se folosesc adesea știfturile crestate, care asigură prin batere o îmbinare strînsă, fără a necesita un ajustaj precis, cum este cazul la știfturile cilindrice și conice.

Ca materiale pentru confecționarea penelor transversale și a știfturilor se utilizează oțeluri rezistente, ca: OL 60, OL 70, oțel arc, oțel de scule (OSC) etc.

5.2.3. **Calculul penelor transversale și al știfturilor.** *Forțele care acționează în îmbinare.* În cazul penelor și al știfturilor fără prestrîngere, în îmbinare acționează forțele datorite sarcinilor exterioare.

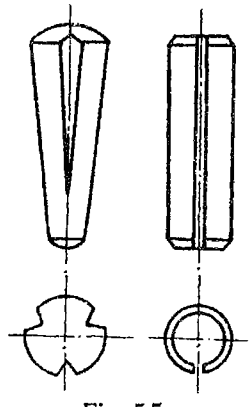


Fig. 5.5.

În cazul îmbinărilor cu prestrîngere, relația dintre forța de prestrîngere și forța de exploatare se determină din condiția de echilibru cu frecare pe planul înclinat, ținînd seama că se consideră în calcule două suprafețe de frecare. Ca urmare, forța de prestrîngere, respectiv de scoatere a penei este:

$$F_0 = F[\operatorname{tg}(\beta_1 \pm \varphi_1) + \operatorname{tg}(\beta_2 \pm \varphi_2)], \qquad (5.1)$$

unde β_1; β_2 sînt unghiurile de înclinare ale penei, iar φ_1; φ_2 —unghiurile de frecare (semnul minus pentru forța de scoatere).

Luînd $\beta_1 = \beta_2$ (știft tronconic sau pană trapez isoscel) rezultă:

$$F_0 = 2F \operatorname{tg}(\beta \pm \varphi). \qquad (5.2)$$

Pentru pană trapez dreptunghi :

$$F_0 = F\,[\mathrm{tg}\,(\beta \pm \varphi) \pm \mathrm{tg}\,\varphi]. \tag{5.3}$$

Condiția de autofixare este (v. și § 4.4.2):

a) pana trapez isoscel sau știftul tronconic :

$$2F\,\mathrm{tg}\,(\beta - \varphi) < 0\,; \quad \beta < \varphi\,; \tag{5.4}$$

b) pana trapez dreptunghi :

$$\mathrm{tg}\,(\beta - \varphi) - \mathrm{tg}\,\varphi < 0\,; \quad \beta < 2\varphi. \tag{5.5}$$

Condiția generală de autofixare este ca unghiul de la vîrful penei să fie mai mic decît dublul unghiului de frecare.

Pentru a realiza o îmbinare corespunzătoare, pana se introduce de obicei în locașul ei prin batere, realizîndu-se o tensiune inițială de montaj. Tensiunea inițială este absolut necesară la îmbinările supuse la sarcini alternante pentru a evita distrugerea îmbinării, întrucît dacă tensiunea inițială ar lipsi s-ar produce șocuri, care ar duce la distrugerea îmbinării. Această tensiune inițială are drept urmare că forța de calcul F_t este mai mare decît forța de exploatare F, deoarece trebuie să se țină seamă și de tensiunea inițială. Se admite drept forță de calcul a penei, o forță mărită cu 25 ... 30% față de forța de exploatare F (v. și § 4.4.7):

$$F_t = (1{,}25 \ldots 1{,}50)F.$$

Calculul de rezistență al penelor transversale și al știfturilor se efectuează pentru următoarele 4 cazuri :

a) pana (știftul) preia o forță axială (după axa pieselor îmbinate), cazul tipic al penelor transversale ;

b) ; *c*) știftul transmite un moment de torsiune în două soluții constructive (montat transversal sau longitudinal);

d) știftul preia un moment încovoietor.

Pana transversală (știft) care preia o forță axială (fig. 5.6) se consideră ca o bară rezemată pe două reazeme cu o sarcină uniform-distribuită concentrată în două puncte.

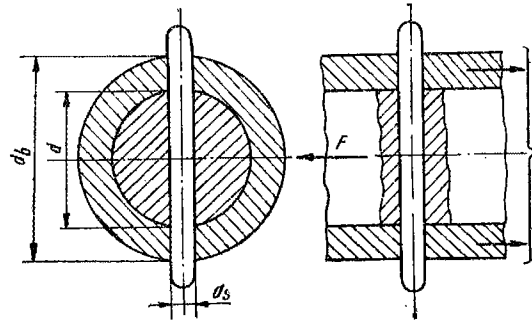


Fig. 5.6.

Momentul încovoietor este :

$$M_i = \frac{F_t}{2}\left(\frac{\delta}{2} + \frac{d}{2}\right) - \frac{F_t}{2} \cdot \frac{d}{4}; \tag{5.6}$$

unde $\delta = \frac{d}{2}$ ·

$$M_i = \frac{F_t}{2}\left(\frac{d}{4} + \frac{d}{2}\right) - \frac{F_t}{2} \cdot \frac{d}{4} = \frac{F_t d}{4}. \tag{5.7}$$

Modulul de rezistență al penei este (fig. 5.3):

$$W = \frac{sh_p^2}{6} \quad (s \text{ — grosimea penei}). \tag{5.8}$$

Tensiunea de încovoiere este :

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F_t d}{4} : \frac{sh_p^2}{6}.$$

Admițînd $s = \frac{d}{4}$, înălțimea penei rezultă :

$$h_p = \sqrt{\frac{6F_t d}{d\sigma_{ai}}} = \sqrt{\frac{6F_t}{\sigma_{ai}}}. \tag{5.9}$$

Se efectuează și o verificare la strivire a suprafeței de contact dintre pană (știft) și suprafața piesei cu care vine în contact cu relația :

$$p = \frac{F_t}{sd} \leqslant p_a. \tag{5.10}$$

In cazul știfturilor, modulul de rezistență se va calcula cu relația : $W = \frac{\pi d_s^3}{32}$,

d_s fiind diametrul știftului în cazul știfturilor cilindrice și diametrul mediu în cazul celor conice, iar în relația (5.10) în locul grosimii s a penei se va introduce diametrul știftului d_s.

Știftul transversal care transmite un moment de răsucire are dimensiunile constructive (fig. 5.7):

— diametrul știftului $d_s = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\, d_a$;

— diametrul butucului $d_b = (2 \ldots 2{,}5)\, d_a$ (valori superioare pentru butuc de fontă) ;

unde d_a este diametrul arborelui.

Știftul se verifică la forfecare (în două secțiuni) :

$$F = \frac{M_t}{d_a} = \frac{\pi d_s^2}{4} \tau_f \tag{5.11}$$

și la strivire, admițînd o repartiție triunghiulară a forței între știft și arbore și o repartiție dreptunghiulară între știft și butuc (fig. 5.8):

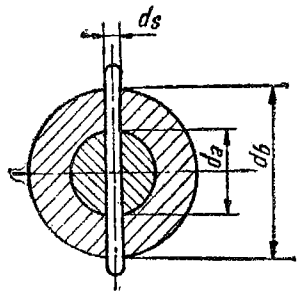
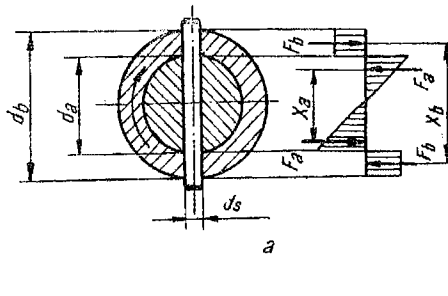


Fig. 5.7.



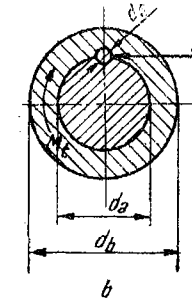


Fig. 5.8.

Contactul ştift-abore :

$$M_t = F_a X_a ; \quad X_a = \frac{2}{3} d_a ; \tag{5.12}$$

$$F_a = \frac{M_t}{X_a} = \frac{d_s \frac{d_a}{2}}{2} p_{max} ;$$

$$M_t = \frac{2}{3} d_a \frac{d_s d_a}{4} p_{max} = \frac{d_s d_a^2}{6} p_{max} . \tag{5.13}$$

$p_{max} \leqslant 150$ N/mm² (oţel **dur**).

Contactul ştift-butuc :

$$M_t = F_b X_b ; \quad X_b = \frac{d_b + d_a}{2} ; \tag{5.14}$$

$$F_b = \frac{M_t}{X_b} = d_s \frac{d_b - d_a}{2} p ;$$

$$M_t = d_s \frac{d_b^2 - d_a^2}{4} p ; \quad p = \frac{4 M_t}{d_s (d_b^2 - d_a^2)} \leqslant p_a . \tag{5.15}$$

$p_a = (100 \ldots 120)$ N/mm² (oţel dur)

Ştiftul longitudinal care transmite un moment de torsiune este o variantă constructivă de pană logitudinală şi are dimensiunile (fig. 5.9) :

$d_s = (0{,}13 \ldots 0{,}16)\ d_a$; $l_s = (1 \ldots 1{,}5)\ d_a$, unde l_s este lungimea ştiftului. Ştiftul se verifică la **forfecare** :

$$F = \frac{2 M_t}{d_a} = l_s d_s \tau_f ; \quad M_t = \frac{1}{2} l_s d_s d_a \tau_f \tag{5.16}$$

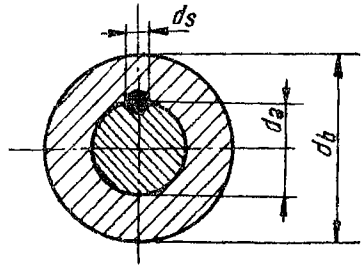


Fig. 5.9.

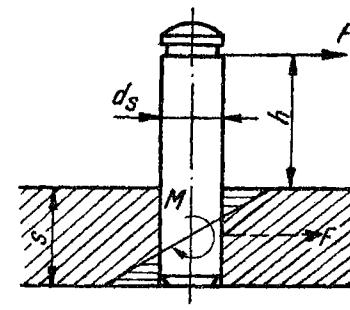


Fig. 5.10.

şi la strivire, considerînd o repartizare uniformă a presiunii pe o proiecţie a suprafeţei ştiftului pe un plan care conţine axa ştiftului :

$$F=\frac{2M_t}{d_a}=\frac{d_s}{2}l_s p;\quad M_t=\frac{1}{4}d_s l_s d_a p. \tag{5.17}$$

Ştiftul supus unui moment încovoietor se calculează la încovoiere cu relaţia :

$$M=Fh=\frac{\pi d_s^3}{32}\sigma_i \tag{5.18}$$

şi se verifică la strivirea produsă de momentul $M=F\left(h+\frac{s}{2}\right)$ şi de forţa F.

Considerînd şi aici, ca şi în cazul precedent o repartiţie triunghiulară a efortului, rezultă (fig. 5.10) :

$$p_M=\frac{M}{\frac{d_s s^2}{6}}=\frac{6F\left(h+\frac{s}{2}\right)}{d_s s^2};\quad p_F=\frac{F}{d_s s}; \tag{5.19}$$

$$p_{max}=p_M+p_F=\frac{F}{ds}\left[1+\frac{6\left(h+\frac{s}{2}\right)}{s}\right]\leqslant p_a;\quad p_a\leqslant 150\,\text{N/mm}^2. \tag{5.20}$$

5.3. PENE LONGITUDINALE

5.3.1. Definiţie. Clasificare. Penele longitudinale se caracterizează prin aceea că se montează cu axa lor longitudinală paralel cu axa pieselor pe care le îmbină. Ele servesc de obicei pentru asamblarea (montarea) pe arbori a roţilor, cuplajelor, frînelor, volanţilor, manivelelor etc.

Penele longitudinale fiind piese foarte răspîndite în construcția de mașini, s-a impus standardizarea lor. Clasificarea penelor longitudinale este dată în STAS 430-49. Conform acestei clasificări, penele se împart în două categorii: pene de strîngere cu o înclinație a feței superioare 1/100 și pene paralele sau de antrenare ale căror fețe opuse sînt paralele între ele. În tabelul 5.3 se indică o clasificare a penelor longitudinale.

Tabelul 5.3

Clasificarea penelor longitudinale

- Pene longitudinale
  - De strîngere
    - înclinate
    - plate
    - tangențiale
    - concave
  - Paralele
  - Disc
  - Inelare
  - Șaibe conice
  - Inele profilate

Penele de strîngere datorită înclinației dau îmbinări cu tensiuni inițiale (îmbinări prin forță), pe cînd îmbinările realizate cu pene paralele sînt îmbinări fără tensiune inițială (îmbinări prin formă).

5.3.2. **Construcția și tehnologia penelor longitudinale.** O pană longitudinală are următoarele dimensiuni caracteristice: — lungimea *l*, lățimea *b*, înălțimea *h*.

Unele pene sînt înzestrate cu călcîi (nas), care este o proeminență sub formă de cap lateral, care servește pentru o mai ușoară montare și demontare a penei din locaș și în special atunci cînd accesul la baterea și scoaterea penei este posibil pe o singură parte a piesei îmbinate (fig. 5.11).

În figura 5.12 sînt redate tipurile principale de pene longitudinale; *1* — pană înclinată; *2* — pană plată; *3* — pană concavă; *4* — pană tangențială; *5* — pană-disc (5.12, *b*).

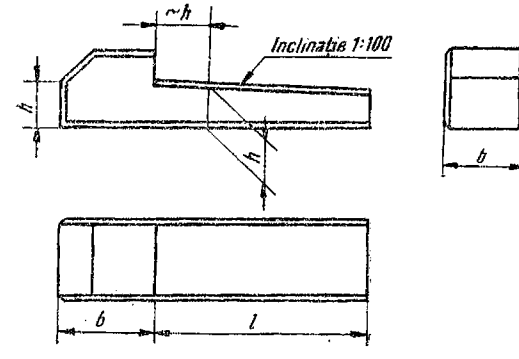


Fig. 5.11.

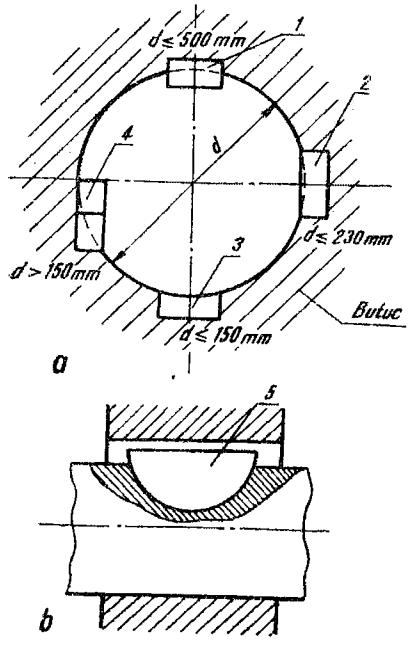


Fig. 5.12.

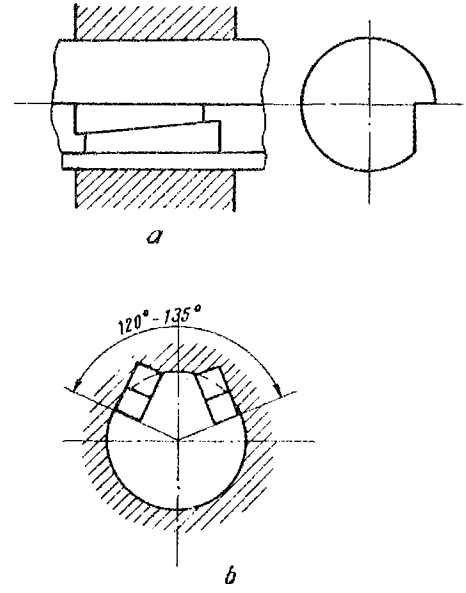


Fig. 5.13.

Pană înclinată (pana îngropată) este cea mai obișnuită pană longitudinală. Are secțiunea dreptunghiulară și suprafața superioară cu o înclinație de $\frac{1}{100}$. Se montează parte în locașul din arbore, parte în locașul din butuc, realizînd astfel îmbinarea atît prin formă, cît și prin forță. Se utilizează din acest motiv pentru arbori avînd diametrul pînă la 500 mm.

Pana plată nu necesită canal în arbore, ci numai o suprafață planată. Se utilizează pentru arbori avînd diametrul pînă la 230 mm.

Pana concavă are suprafața inferioară concavă, ajustată aproximativ după arbore, iar momentul de răsucire se transmite prin frecarea ce se naște între pană și arbore, datorită înclinației suprafeței superioare a penei $\left(\frac{1}{100}\right.$ — numai îmbinare prin forță$\left.\right)$. Are avantajul că nu slăbește secțiunea arborelui, însă nu poate transmite momente de răsucire mari. Se utilizează pentru diametre de arbori pînă la 150 mm.

Pana tangențială (fig. 5.13) constă din două pene, avînd cîte o latură îngustă înclinată cu $\frac{1}{100}$. Ea se folosește pentru transmiterea de momente mari de răsucire. În caz că pana trebuie să transmită momente de răsucire în ambele sensuri, se introduc două pene tangențiale decalate cu 120°—135°, căci o pană tangențială nu poate transmite putere decît într-un singur sens (fig. 5.13, *b*).

Pana tangențială prezintă avantajul că produce o slăbire mai mică a secțiunii arborelui și o deformare mai redusă a butucului.

Penele de strîngere formînd îmbinări prin forță, tolerarea dimensiunilor lor este mai largă, fiind astfel mai ieftine. În schimb, penele de strîngere produc o așezare excentrică a butucului care poate duce la o funcționare defectuoasă a piesei montate. De aceea adeseori se înlocuiesc penele de strîngere prin pene paralele. Acestea au fețele opuse paralele (fiind deci îmbinări prin formă). Transmiterea momentului de răsucire se realizează prin intermediul fețelor laterale (înguste) ale penei. Aceasta are însă ca urmare necesitatea tolerării mai strînse a ajustajului pană-locaș, ceea ce duce la creșterea prețului de cost. Aceste pene nu pot transmite decît momente de răsucire, astfel că piesele montate pe arbore cu pene paralele, trebuie fixate în sens axial. Penele paralele sînt standardizate în mai multe variante constructive : cu capete drepte și rotunde, fără găuri, cu una și cu 3 găuri de fixare pentru șuruburi. Penele cu găuri de fixare se folosesc atunci cînd există pericol de smulgere a penei ; gaura a treia servește pentru scoatrea penei din locaș.

Pana-disc are forma unui segment de cerc și se introduce într-un canal semirotund, de aceeași formă, din arbore. Se poate monta cu ușurință și se autocentrează. În schimb, din cauza locașului relativ adînc, ea slăbește mai mult decît pana paralelă secțiunea arborelui. Ca și penele paralele, pana disc n-are înclinație.

Există și alte tipuri de pene, care însă au astăzi o utilizare foarte redusă. În schimb s-au răspîndit în ultimul timp penele inelare, inelele profilate, șaibele conice etc. (v. § 5.3.6 . . . 5.3.8).

Penele longitudinale se confecționează de obicei din oțeluri carbon OL 50 și OL 60 și mai rar din oțeluri aliate, utilizîndu-se cu precădere oțel tras cînd se prelucrează numai fața înclinată. În ultimul timp pentru transmiterea de momente relativ mici se utilizează și pene din mase plastice.

Locașurile de pană se execută în arbore cu freză-disc în cazul penelor cu capetele drepte sau cu freză-deget la pene cu capete rotunde și îndeosebi pene paralele. Locașurile din arbore executate cu freză-disc au coeficienți de concentrare mai reduși decît cele executate cu freză-deget. Locașurile din butuc se execută prin mortezare. În cazul cînd pana de fixare se bate, atunci locașul din arbore trebuie să fie cel puțin de două ori atît de lung ca lungimea penei (dacă pana nu este montată la capătul arborelui). Pana-disc se taie din bare de oțel semirotund.

5.3.3. **Calculul îmbinărilor cu pene longitudinale cu strîngere.** Datorită forței de prestrîngere (batere) se produc deformații elastice (fig. 5.14, *a*). Sub acțiunea momentului de torsiune transmis de îmbinare, starea inițială de deformație se modifică, presiunea repartizîndu-se neuniform pe pană după diferite legi care depind în principal de raportul dintre forța de prestrîngere și momentul de torsiune transmis. În calcule se admite o repartiție triunghiulară a presiunii pe pană (fig. 5.16, *c*) și o repartiție uniformă a presiunii în perechea butuc-arbore.

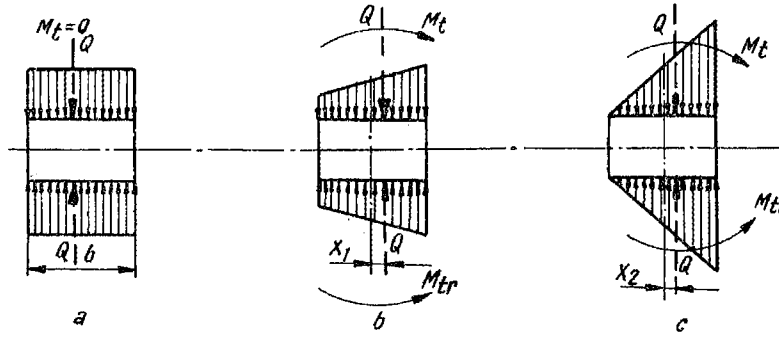


Fig. 5.14.

La calculul capacității portante a îmbinărilor cu pene longitudinale cu strîngere trebuie să se țină seama de faptul că aceste îmbinări transmit puterea prin forță, dar în parte și prin formă.

Pana cu înclinație realizează transmiterea puterii atît prin forță, cît și prin formă. Pentru calculul capacității portante a acestei îmbinări se consideră separat capacitatea portantă realizată prin forță și separat cea realizată prin formă. Primului caz îi corespunde schema din figura 5.15 și ca urmare capacitatea portantă este:

$$M_{t1}=F_0x+\mu F_0y+\mu F_0\frac{d}{2}. \tag{5.21}$$

Pe baza schemei admise, $x=\frac{b}{6}$; $y=\frac{d}{2}+t\approx\frac{d}{2}$ și ca urmare

$$M_{t1}=\left(\frac{b}{6}+\mu d\right)F_0. \tag{5.22}$$

Forța de batere este limitată de presiunea de contact pe pană, care pe baza ipotezei de repartiție triunghiulară (fig. 5.14, *c*) este:

$$F_{0\,lim}=\frac{blp_a}{2}, \tag{5.23}$$

care introdusă în relația (5.22) rezultă:

$$M_{t1}=\frac{1}{12}(b+6\mu d)blp_a. \tag{5.24}$$

Coeficientul de frecare se ia în medie $\mu=0{,}15$.

Capacității portante prin formă îi corespunde schema din figura 5.16, forța F_t fiind reacțiunea dintre pană și locaș datorită momentului de torsiune:

$$F_t=\frac{2M_t}{d}. \tag{5.25}$$

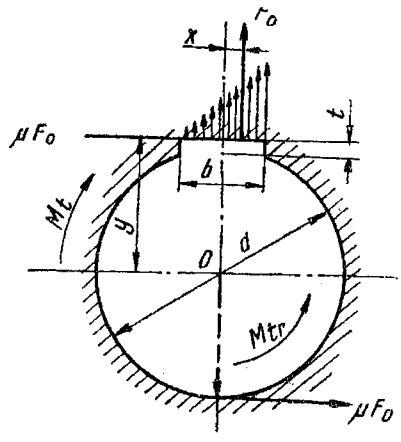


Fig. 5.15.

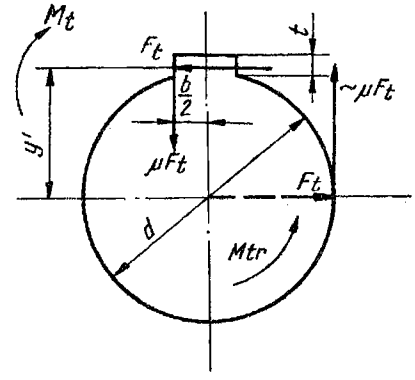


Fig. 5.16.

Capacitatea portantă prin formă a îmbinării este:

$$M_{t2}=F_t y' + \mu F_t \frac{b}{2} + \mu F_t \frac{d}{2}. \tag{5.26}$$

Admițînd o repartiție uniformă a presiunii la contactul dintre pană și adîncimea locașului din arbore sau butuc (cazul mai nefavorabil) rezultă:

$$F_t = tlp \tag{5.27}$$

și ca urmare:

$$M_{t2} = \frac{1}{2}[d+\mu(b+d)]\,tlp_a. \tag{5.28}$$

Capacitatea portantă a unei îmbinări cu pană cu înclinație rezultă:

$$M_t = M_{t1} + M_{t2} = \frac{1}{12}(b + 6\mu d)\,blp_a + \frac{1}{2}[d+\mu(b+d)]\,tlp_a. \tag{5.29}$$

Dacă în relațiile (5.24) și (5.28) se introduc valorile constructive uzuale ($l \approx 1{,}3\,d$; $b \approx 0{,}25\,d$; $t \approx 0{,}1\,d$ și $\mu = 0{,}15$) se constată că numai $^1/_3$ din capacitatea portantă totală este transmisă prin forță.

Dacă se calculează raportul dintre capacitatea portantă a îmbinării și cea a arborelui calculată cu relația:

$$M_{ta} = \frac{\pi d^3}{16}\tau_a$$

și admițînd $p_a \approx 2\tau_a$ se obține că capacitatea portantă a îmbinării este cu 20% mai mare decît cea a arborelui la torsiune.

Calculul de rezistență al penei cu înclinație se reduce de obicei la calculul lungimii penei, celelalte elemente geometrice fiind standardizate în funcție de diametrul arborelui. Calculul se execută pe baza următoarelor ipoteze simplificatoare :

a) se consideră că transmiterea puterii se face numai prin formă ;

b) nu se ține seama de forța inițială de prestrîngere ;

c) tensiunile se repartizează uniform atît pe înălțimea cît și pe lungimea penei.

Pana este supusă la strivire și forfecare. Relația de calcul la strivire este (5.27) :

$$F=\frac{2M_t}{d}=tlp\ ,$$

sau :

$$l=\frac{2M_t}{dtp_a}\ . \tag{5.30}$$

Pana se calculează la forfecare cu relația :

$$F=\frac{2M_t}{d}=bl\tau_f. \tag{5.31}$$

Pana plată transmite momentul prin forță, și anume pe baza schemei din figura 5.15 relația de calcul fiind (5.22). Calculul de rezistență se efectuează la presiunea de contact între pană și butuc cu relația (5.24) :

$$p=\frac{12M_t}{(b+6\mu d)\,bl}\leqslant p_a.$$

Pana concavă transmite momentul numai prin frecare conform schemei din figura 5.17 :

$$M_t\approx 2\mu F_0\,\frac{d}{2}=\mu F_0 d. \tag{5.32}$$

Forța $F_0(F_0=N)$ este limtiată de presiunea de contact pe suprafața $b\,.\,l$:

$$F_0=blp_a,$$

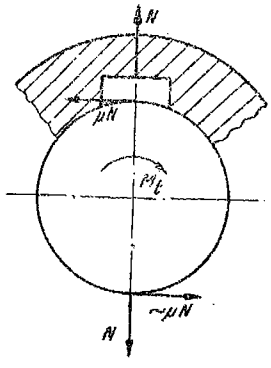


Fig. 5.17.

care introdusă în relația (5.32) rezultă capacitatea portantă a îmbinării cu pană concavă :

$$M_t=\mu dblp. \tag{5.33}$$

Pana tangențială produce un efort de împănare tangențial, spre deosebire de celelalte pene cu înclinare care produc un efect de împănare radial. Din figura 5.18 se vede că $b=\sqrt{t(d-t)}$.

Pana tangențială se calculează la presiune de contact cu relația :

$$M_t=\frac{ltdp}{2}. \tag{5.34}$$

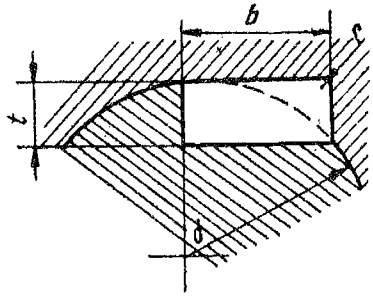


Fig. 5.18.

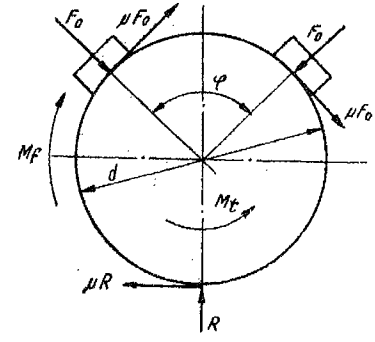


Fig. 5.19.

5.3.4. **Calculul penelor longitudinale fără strîngere** (pene paralele și pene-disc) se execută ținîndu-se seama că acestea transmit momentul prin formă, utilizîndu-se relațiile de calcul stabilite la penele cu strîngere [relațiile (5.30) și (5.31)].

5.3.5. **Unghiul de montare a penelor pereche** se alege pe baza următoarelor considerente (fig. 5.19) :

Notînd cu R rezultanta forțelor de prestrîngere F_0, aceasta este :

$$R=2F_0\cos\frac{\varphi}{2}.$$

Capacitatea portantă a îmbinării este :

$$M_t\approx 2\mu F_0\frac{d}{2}+\mu R\frac{d}{2}=\mu F_0 d\left(1+\cos\frac{\varphi}{2}\right). \qquad (5.35)$$

Din relația (5.35) se vede că pentru $\varphi=180°$; $M_t=\mu F_0 d$, adică capacitatea portantă este aceeași ca și în cazul unei singure pene [relația (5.32)], motiv pentru care se utilizează unghiul de montare $\varphi=120°\ldots 135°$.

Presiunile admisibile la îmbinările cu pene longitudinale sînt indicate în tabelul 5.4.

Tabelul 5.4

Presiunile admisibile la îmbinările cu pene longitudinale și îmbinări canelate [N/mm²]

Funcționarea îmbinării canelate		Condiții de lucru		
		Ușoare	Mijlocii	Grele
Butucul fix pe arbore		80...150	60...100	40...70
Butucul alunecător pe arbore	Cuplare în gol	30...50	20...40	15...30
	Cuplare sub sarcină	10...20	5...15	3...10

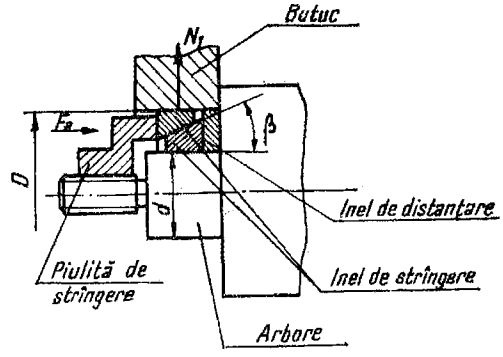


Fig. 5.20.

Presiunile admisibile sînt mai mari în cazul penelor cu înclinație, pentru a ține astfel seama de faptul că pana realizează îmbinarea nu numai prin formă (așa cum se calculează), dar și prin forță. În cazul penelor paralele cu piese montate mobile, rezistențele admisibile sînt mai mici pentru a evita griparea și a reduce uzura.

5.3.6. **Îmbinarea cu pene inelare** este o îmbinare relativ nouă în construcția de mașini. Ea constă din perechi de inele (unul exterior, cu conicitate interioară și unul interior, cu conicitate exterioară), care se strîng între arbore și butuc cu ajutorul unor piese de strîngere. Datorită forței de strîngere realizate se nasc forțe de frecare între inele, arbore și butuc, care permit transmiterea unor forțe axiale și momente de răsucire (fig. 5.20).

Îmbinările cu pene inelare prezintă următoarele avantaje:

a) prelucrarea arborelui și a butucului este mai ieftină decît în cazul folosirii penelor, arborilor canelați sau a îmbinărilor prin strîngere, deoarece precizia dimensională și rugozitatea necesară a suprafețelor sînt mai mici;

b) coeficient de concentrare mic ($K_\sigma = 1{,}25$ față de $K_\sigma = 2{,}1$ la arbori cu canale de pană):

c) se realizează o centrare bună, excluzîndu-se bătaia radială a piesei (ce rezultă din montarea pe pană);

d) arborele nu necesită umeri pentru fixarea axială;

e) demontarea și montarea sînt mai ușoare decît în cazul îmbinărilor prin strîngere, nu necesită dispozitive speciale, iar suprafața nu se deteriorează.

Îmbinarea prezintă însă și dezavantaje:

a) Prelucrarea inelelor este mai pretențioasă, (mai scumpă), ele fiind din oțel de rulment sau oțel arc, călit și rectificat; acest neajuns se poate evita executînd inelele în masă în fabricile de rulmenți, tehnologia lor fiind asemănătoare cu cea a inelelor de rulmenți conici.

b) La supraîncărcări inelele patinează, ceea ce poate duce la încălziri și gripări.

c) Necesită butuci mai lungi și diametre mai mari decît în cazul îmbinării prin strîngere, cu pene sau cu arbori canelați, cît și piese mai multe.

Calculul îmbinării cu pene inelare. Se utilizează următoarele notații (fig. 5.21) :

F_a — forța de apăsare axială ;

N_1 — forța normală pe arbore (butuc) ;

N — forța normală între inele ;

β — unghiul de înclinare a penei.

Ecuația de echilibru a inelului exterior :

Proiecția pe orizontală este :

$$F_a - \mu N_1 - \mu N \cos\beta - N \sin\beta = 0. \tag{5.36}$$

Proiecția pe verticală este :

$$N \cos\beta - \mu N \sin\beta - N_1 = 0. \tag{5.37}$$

Forța N_1 normală pe arbore (butuc) rezultă eliminînd pe N din cele două relații, (5.36) și (5.37) :

$$\frac{F_a - \mu N_1}{\mu \cos\beta + \sin\beta} = \frac{N_1}{\cos\beta - \mu \sin\beta};$$

$$N_1 = \frac{F_a(\cos\beta - \mu \sin\beta)}{\mu \cos\beta + \sin\beta + \mu \cos\beta - \mu^2 \sin\beta} = \frac{F_a(1 - \mu \operatorname{tg}\beta)}{2\mu + \operatorname{tg}\beta - \mu^2 \operatorname{tg}\beta}. \tag{5.38}$$

Cum μ și $\operatorname{tg}\beta$ au valori mici, termenii $\mu \operatorname{tg}\beta$ și $\mu^2 \operatorname{tg}\beta$ se pot neglija și relația (5.38) devine :

$$N_1 = \frac{F_a}{\operatorname{tg}\beta + 2\mu}, \tag{5.39}$$

[ca și la pana transversală trapez dreptunghi, relația (5.5)].

Momentul de torsiune care poate fi transmis este :

$$M_t = \mu N_1 \frac{d}{2} = \frac{\mu F_a d}{2(2\mu + \operatorname{tg}\beta)}. \tag{5.40}$$

De fapt, pentru transmiterea momentului M_t este necesară o forță de strîngere cu F'_a mai mare decît cea care rezultă din calcul, F'_a fiind forța necesară pentru deformarea elastică a inelelor pentru anularea jocului dintre inele și piesele asamblate.

Cu aceasta momentul care poate fi transmis este :

$$M_t = (F_a - F'_a)\frac{\mu d}{2(2\mu + \operatorname{tg}\beta)}. \tag{5.41}$$

Se poate admite cu oarecare aproximație $F'_a = 300\,d\,[N]$, unde d este diametrul arborelui în mm.

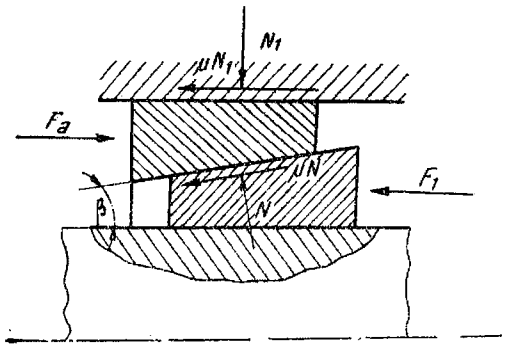


Fig. 5.21.

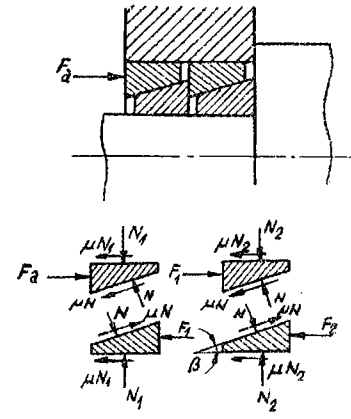


Fig. 5.22.

Pentru a putea transmite momente mai mari, se utilizează mai multe perechi de pene inelare.

Pentru a calcula momentul transmis de a doua pereche de inele se calculează forța F_1 care o transmite inelul interior (fig. 5.22) :

$$F_1 - \mu N \cos\beta + \mu N_1 - N \sin\beta = 0 ;$$
$$N_1 + \mu N \sin\beta - N \cos\beta = 0 ; \qquad (5.42)$$

$$N = \frac{F_1 + \mu N_1}{\mu \cos\beta + \sin\beta} = \frac{N_1}{\cos\beta - \mu \sin\beta} ;$$

$$F_1 = \frac{N_1(\mu \cos\beta + \sin\beta - \mu \cos\beta + \mu^2 \sin\beta)}{\cos\beta - \mu \sin\beta} = \frac{N_1(\operatorname{tg}\beta + \mu^2 \operatorname{tg}\beta)}{1 - \mu \operatorname{tg}\beta} .$$

Neglijînd termenii $\mu \operatorname{tg}\beta$ și $\mu^2 \operatorname{tg}\beta$ rezultă :

$$F_1 \approx N_1 \operatorname{tg}\beta. \qquad (5.43)$$

Cu ajutorul forței F_1 se determină forțele N_2 de pe perechea a doua de inele și așa mai departe. Deci relația (5.39) devine :

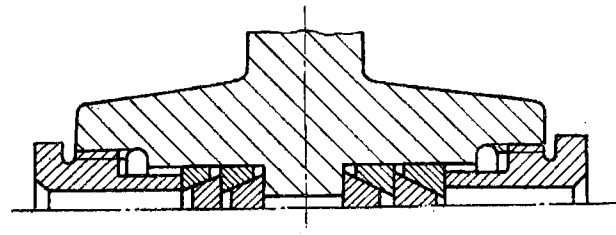
$$N_2 = \frac{F_1}{\operatorname{tg}\beta + 2\mu} = \frac{N_1 \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\beta + 2\mu} . \qquad (5.44)$$

Forța de apăsare a perechii a doua de inele este deci de $\frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\beta + 2\mu}$ ori mai redusă decît a primei perechi. Factorul de reducere este :

$$K = \frac{\operatorname{tg}\beta}{2\mu + \operatorname{tg}\beta} = \frac{1}{1 + \frac{2\mu}{\operatorname{tg}\beta}} . \qquad (5.45)$$

Pentru valorile uzuale ale lui β ($\beta = 9 \ldots 17°$) rezultă $K = 0{,}5$, valoare verificată și experimental.

Fig. 5.23.



Adică dacă prima pereche de inele poate prelua un moment M_t, a doua pereche preia $0{,}5\,M_t$ a treia $0{,}25\,M_t$ și așa mai departe. Din acest motiv nu se utilizează în practică mai mult de trei perechi de inele în serie. Pentru a putea mări momentul care se poate transmite se execută montarea bilaterală a cîte două perechi de pene inelare (fig. 5.23), în care caz momentul total transmis în loc să fie (la patru inele în serie):

$$M_{tot} = M_t + 0{,}5\,M_t + 0{,}25\,M_t + 0{,}125\,M_t = 1{,}875\,M_t\,, \tag{5.46}$$

este (la două perechi de inele montate bilateral):

$$M_{tot} = M_t + 0{,}5\,M_t + 0{,}5\,M_t + M = 3M_t\,. \tag{5.47}$$

Inelele se verifică la presiunea de contact, care rezultă din relația:

$$M_t = \mu A p \frac{d}{2}\,, \tag{5.48}$$

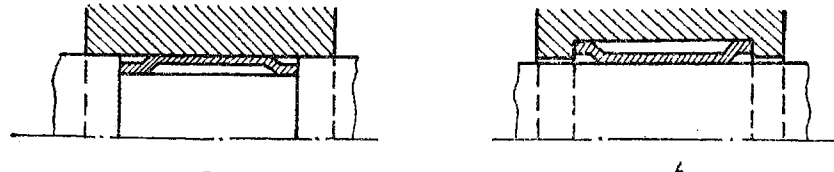
unde A este aria suprafeței de contact dintre inele și arbore, respectiv butuc. Presiunea admisibilă nu va depăși limita de curgere a materialelor pieselor din îmbinare.

Relația (5.48) permite calculul lățimii l a inelului:

$$l = \frac{A}{\pi d}\,. \tag{5.49}$$

5.3.7. **Îmbinări cu inele ondulate** (fig. 5.24). Inelele ondulate reprezintă și ele o soluție relativ nouă, prezentînd o seamă de avantaje: nu necesită o prelucrare precisă a pieselor de îmbinat, necesită o forță de presare axială redusă, protejează piesele împotriva suprasarcinilor prin patinare.

Se confecționează din bandă de oțel de arc, fără sudarea capetelor. Pentru a evita deplasarea axială a inelului, acesta se montează într-un canal practicat în arbore sau butuc.



a *b*

Fig. 5.24.

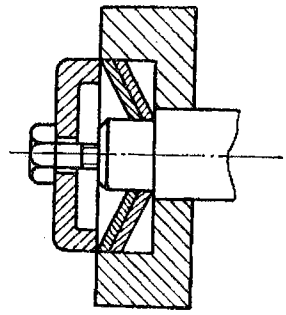


Fig. 5.25.

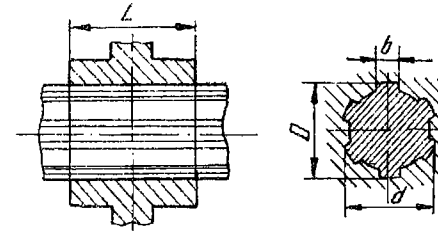


Fig. 5.26.

Îmbinările cu inele ondulate transmit puterea prin frecarea ce ia naștere datorită apăsării elastice radiale a inelului pe alezajul și arborele pieselor îmbinate.

5.3.8. **Îmbinările cu șaibe conice** (fig. 5.25) prezintă față de penele inelare avantajul că necesită o precizie mai mică, în schimb nu pot transmite decît momente relativ mici.

5.4. ÎMBINĂRI CU SUPRAFEȚE PROFILATE

5.4.1. **Clasificare.** Se utilizează în prezent mai multe tipuri de suprafețe profilate ca elemente de îmbinare. Dintre acestea, cele mai importante sînt: suprafețele cu caneluri, cu profil K și cu profil pătrat.

5.4.2. **Îmbinările cu caneluri** se folosesc în locul penelor longitudinale pentru asamblarea unor piese care transmit momente de torsiune (fig. 5.26).

Clasificarea îmbinărilor canelate se mai poate face după diferite criterii (tabelul 5.5).

Tabelul 5.5

Clasificarea îmbinărilor canelate

- Îmbinări canelate
  - După scop
    - fixe
    - mobile
  - După modul de centrare
    - laterală (pe flancuri)
    - exterioară (D)
    - interioară (d)
  - După forma profilului canelurilor
    - dreptunghiulare
    - trapezoidale
    - triunghiulare
    - în evolventă
  - După raportul L/d
    - serie ușoară ($L/d < 1{,}5$)
    - serie mijlocie ($L/d = 1{,}5 \ldots 2{,}5$)
    - serie grea ($L/d > 2{,}5$)

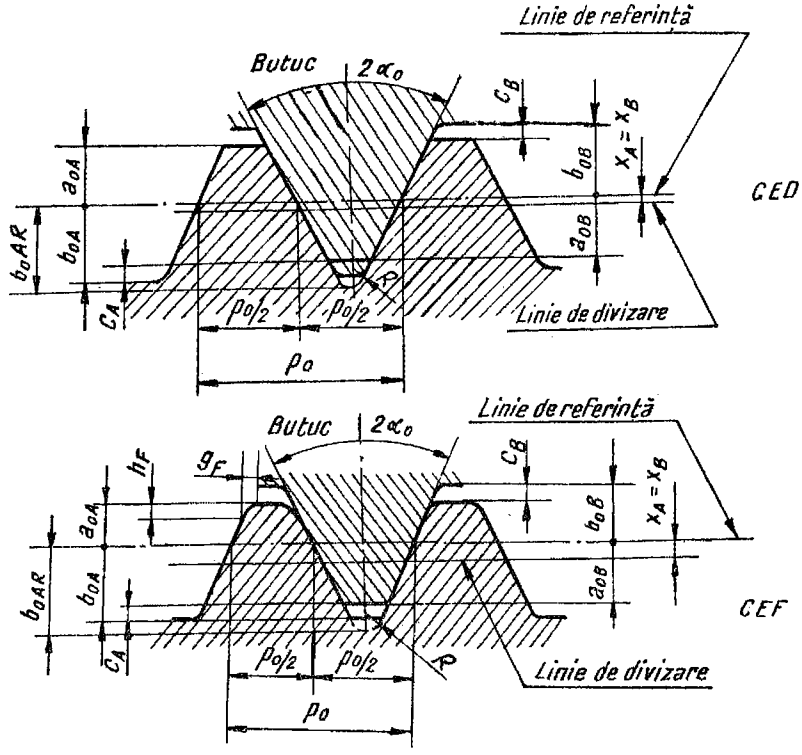


Fig. 5.27.

Tabelul 5.6

Denumirea	Simbol	Tipul	
		CED	CEF
Unghiul de înclinare al flancului	α_0	30°	
Pasul de referință	p_0	πm	
Cremaliera de referință a arborelui			
— înălțimea capului de referință	a_{0A}	0,4 m	0,5 m
— înălțimea piciorului de referință	b_{0A}	0,7 m	
— înălțimea flancului de racord	C_A	0,2 m	

Tabela 5.6. (continuare)

Denumirea	Simbol	Tipul	
		CED	CEF
— înălțimea piciorului de referință la caneluri cu fund rotunjit	b_{0R}	0,885 m	
— raza racordării la caneluri cu fund rotunjit	R	0,47 m	
— înălțimea flancării	h_F	—	0,1 m
— lățimea flancării	g_F	—	0,1 m
— deplasarea profilului	x_A	$\frac{1}{2}[D-m(z+1)]$	
Cremaliera de referință a butucului			
— înălțimea capului de referință	a_{0B}	0;5 m	
— înălțimea piciorului de referință	b_{0B}	0,5 m	
— înălțimea flancului de racordare	C_B	0,1 m	
— deplasarea profilului	x_B	$\frac{1}{2}[D-m(z+1)]$	

Elementele standardizate ale îmbinărilor cu caneluri dreptunghiulare sînt: diametrul exterior D; diametrul interior d și numărul de caneluri z.

Imbinările canelate cu profil în evolventă sînt caracterizate prin următoarele elemente: modulul, diametrul nominal (diametrul suprafeței de fund al butucului) și numărul de dinți (caneluri).

Profilul în evolventă are o cremalieră de referință specială cu caracteristicile indicate în tabelul 5.6 și figura 5.27.

Elementele geometrice ale arborilor și butucilor cu caneluri în evolventă sînt standardizate în STAS 6858-63.

Imbinările canelate prezintă următoarele avantaje:

a) pot transmite momente mari și șocuri puternice, neexistînd pericolul ieșirii din locaș;

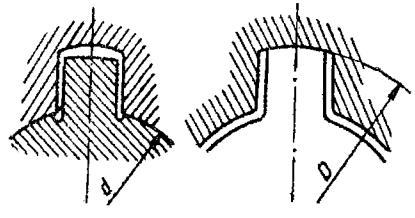


Fig. 5.28.

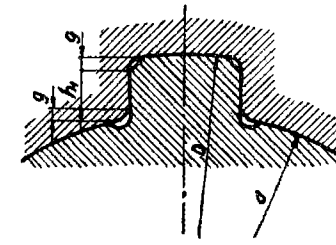


Fig. 5.29.

b) repartizarea sarcinii pe mai multe suprafețe și ca urmare capacitate portantă mai ridicată ;

c) efect de concentrare a tensiunilor mai redus ;

d) montaj riguros centric (în afară de cazul centrării pe flancuri — vezi mai jos).

Arborii canelați sînt în schimb mai scumpi decît penele. Ei se execută prin frezare cu ajutorul capului divizor, sau prin metoda rulării cu frezemelc. Canelurile din butuc se execută prin mortezare sau broșare (la fabricația de serie, fiind mai ieftină și mai precisă).

Centrarea butucului pe arbore se poate face în 3 moduri : pe diametrul interior, pe diametrul exterior sau pe flancuri (fig. 5.28).

La îmbinările canelate cu profil în evolventă se utilizează numai două tipuri de centrări : pe flancuri (notate CEF) și pe diametrul exterior (notate CED). Aici centrarea pe flancuri asigură concomitent și concentricitatea pieselor îmbinate.

Alegerea sistemului de centrare la caneluri dreptunghiulare depinde de regimul de încărcare și de precizia îmbinării. La încărcări mari și precizie necesară redusă (viteze unghiulare mici) centrarea se face pe flancuri, căci asigură o repartiție mai uniformă a sarcinii pe dinți. Cînd se impune o precizie mai mare, centrarea se face pe diametrul exterior sau interior. Centrarea se face pe diametrul exterior al arborelui la piese netratate termic, cînd se obține precizia necesară printr-o calibrare prin broșare. Cînd canelurile se călesc și se impune rectificarea lor, centrarea se execută pe diametul interior al canelurilor arborelui, căci în acest caz rectificarea fundurilor canelurilor arborelui și a vîrfurilor canelurilor butucului este mai simplă.

Calculul îmbinărilor canelate. Prescripțiile de calcul sînt indicate în STAS 1767-67. Ele se calculează la presiunea de contact cu relația :

$$M_t = L r_m s' p \qquad (5.50)$$

unde :

L este lungimea butucului ;

r_m — raza medie $r_m = \frac{D+d}{4}$;

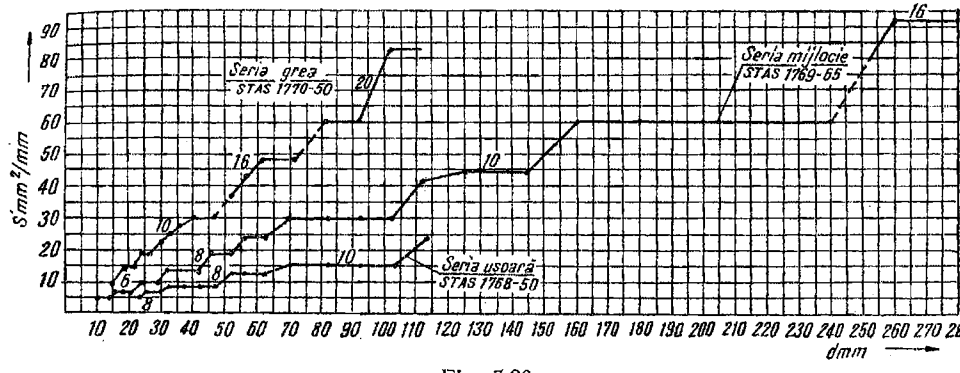


Fig. 5.30.

s' — suprafața portantă a flancurilor canelurii pe unitate de lungime ;

$$s' = 0{,}75\, z \left(\frac{D-d}{2} - 2g \right);$$

g — teșitura canelurii (fig. 5.29).

In figura 5.30 se indică valorile lui s' pentru diferite tipuri de îmbinări cu caneluri în funcție de diametrul arborelui d.

Presiunea admisibilă depinde de faptul dacă cuplajul este fix sau mobil, cît și de calitatea suprafeței arborelui canelat. În tabelul 5.4 se indică presiunile admisibile (pentru arborii din OL 50 sau OLC 35).

Din relația (5.49) se determină lungimea butucului :

$$L = \frac{M_t}{r_m s' p_a}. \qquad (5.51)$$

Verificarea la încovoiere și forfecare nu este necesară, presiunea de contact fiind hotărîtoare pentru capacitatea portantă a îmbinării.

5.4.3. **Îmbinări cu suprafețe profil** K. Îmbinările cu profil K (fig. 5.31) permit o asamblare rapidă a două piese. Se folosesc în mod special pentru montarea pe capătul arborilor a butonilor de manivelă, a roților de curea, a roților dințate etc.

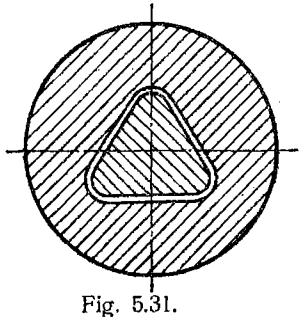


Fig. 5.31.

Prelucrarea capătului arborelui pentru obținerea profilului K se face prin strunjire pe strunguri de copiat. Locașul în butuc se prelucrează prin broșare.

Are avantajul că evită concentrarea tensiunilor care apar la îmbinările cu pană, cît și — în mai mică măsură — la arbori canelați. Are dezavantajul că se produce adesea înțepenirea îmbinării, încît nu se poate deplasa axial butucul pe arbore. Necesită un ajustaj strîns (cu toleranțe reduse) pentru a permite deplasarea, dar a evita înțepenirea.

5.4.4. **Îmbinările cu suprafețe de formă pătrată** se folosesc numai pentru transmiterea de momente mici, în special la îmbinarea cu arbore a unor manivele antrenate manual.

6. ÎMBINĂRI PRIN STRÎNGERE

6.1. DEFINIȚIE. CLASIFICARE. DOMENIU DE UTILIZARE

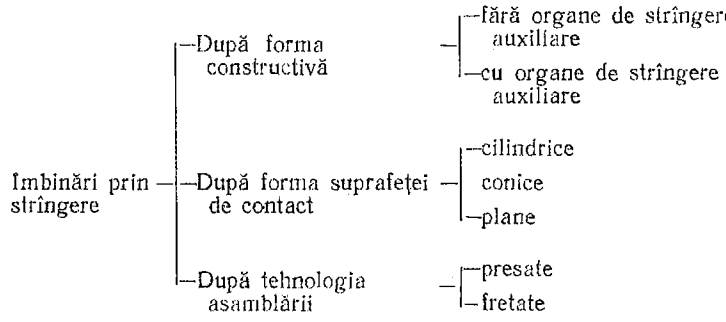
Îmbinările prin strîngere sînt îmbinări care se realizează prin contactul forțat dintre suprafețele conjugate ale pieselor îmbinate, realizat prin deformația elastică a acestora.

Îmbinările prin strîngere prezintă o serie de avantaje, ca : centrare bună a pieselor îmbinate, capacitate portantă mare, execuție simplă. Ele prezintă însă și dezavantaje : necesitatea unor prelucrări de precizie, posibilitatea slăbirii strîngerii în timp, puternic concentrator de tensiuni, apariția coroziunii de contact pe suprafețele pieselor îmbinate.

Clasificarea îmbinărilor prin strîngere este indicată în tabelul 6.1.

Tabelul 6.1

Clasificarea îmbinărilor prin strîngere



Dintre îmbinările prin strîngere se utilizează mai frecvent cele care se realizează cu ajutorul pieselor înseși care se asamblează, fiind de o construcție simplă și de gabarit redus (fig. 6.1). Exemple : bandaje montate pe roți de vehicule de cale ferată, roți dințate cu bandaj, arbori cotiți asamblați din elemente prin presare, îmbinarea unor elemente ale zalelor de lanț etc.

Ca piese auxiliare, la îmbinările executate cu ajutorul unor piese auxiliare ce realizează strîngerea, se utilizează inele, eclise, șuruburi (fig. 6.2).

Suprafața piesei pe care se realizează îmbinarea prin strîngere poate fi cilindrică sau conică. În cazul îmbinărilor cu piese auxiliare, suprafețele de

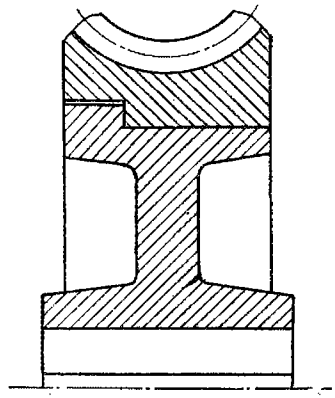


Fig. 6.1.

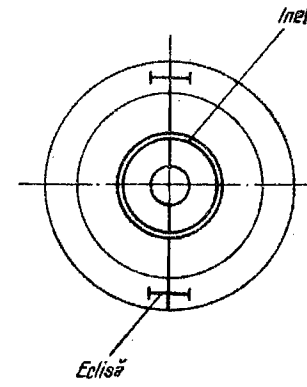


Fig. 6.2.

contact ale pieselor strînse pot fi cilindrice sau plane (fig. 6.2). Pentru realizarea îmbinării prin strîngere se folosesc următoarele metode:

a) realizarea unei forțe axiale cu care se presează arborele în alezajul butucului (la temperatura ambiantă);

b) realizarea unei deformații termice a butucului (care se încălzește) sau a arborelui (care se subrăcește) sau o combinație a acestora (îmbinări fretate);

c) realizarea unei forțe de strîngere cu ajutorul unor șuruburi (îmbinări cu brățară elastică — fig. 6.11).

6.2. CONSTRUCȚIA ȘI TEHNOLOGIA ÎMBINĂRILOR PRIN STRÎNGERE FĂRĂ PIESE AUXILIARE

Caracteristica principală a îmbinărilor prin strîngere pe suprafețe cilindrice, presate sau fretate este mărimea strîngerii, rezultată pe baza ajustajului de strîngere ales din standarde. Aceste ajustaje sînt simbolizate în STAS prin litera $S(s)$ și se împart în 4 clase (tabelul 6.2).

Tabelul 6.2

Clasificarea ajustajelor prin strîngere

Îmbinări prin presare (ajustaje)	Presat special	(sx, sv, su)
	Presat la cald (forțat)	(sc)
	Presat	(sb)
	Presat ușor	(sc)

Presarea se face cu prese hidraulice sau pentru piese mai mici cu prese cu șurub. Pentru a ușura presarea celor două piese și pentru a evita griparea lor, suprafața arborelui se unge, capătului arborelui i se dă o conicitate $\alpha = 10° \ldots 15°$, iar în alezaj se execută o teșire sub un unghi $\beta = 60° \ldots 90°$ (fig. 6.3).

La îmbinări prin strîngere pe suprafețe conice, presarea se realizează de obicei cu ajutorul unei piulițe (fig. 6.8).

Încălzirea se execută în ulei, în gaze sau în cuptoare electrice, în funcție de temperatura care trebuie obținută, iar răcirea se poate realiza cu CO_2 lichid sau aer lichid.

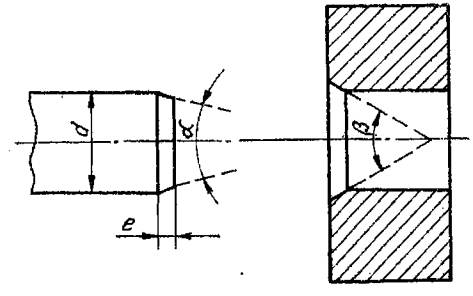
Cu toate că subrăcirea prezintă unele greutăți, totuși ea s-a impus, căci nu duce la anumite transformări structurale ale materialului, care pot avea loc în cazul încălzirii și care pot fi dăunătoare.

Practica și experiențele arată că îmbinările realizate prin deformații termice sînt superioare celor realizate prin presare (capacitatea lor portantă este dublă în raport cu acestea din urmă).

6.3. CALCULUL ÎMBINĂRILOR PRIN STRÎNGERE PE SUPRAFEȚE CILINDRICE PRESATE SAU FRETATE

6.3.1. Calculul presiunii necesare realizării strîngerii. Îmbinările presate transmit o forță axială sau un moment de torsiune datorită forței de frecare care ia naștere între piesele îmbinate, în urma strîngerii. Pentru aceasta e necesar ca $F_f \geqslant F_a$, unde F_f este forța de frecare și F_a forța axială (fig. 6.4), respectiv $M_f \geqslant M_t$, unde M_f este momentul forței de frecare, iar M_t momentul de răsucire care se transmite prin îmbinare.

Fig. 6.3.



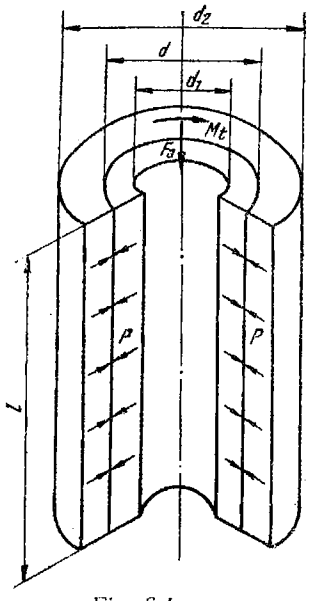


Fig. 6.4.

În urma strîngerii, între cele două suprafețe în contact ia naștere o presiune de contact p, deci o forță normală pe suprafață :

$$N=\pi dlp. \tag{6.1}$$

Această forță dă naștere unei forțe de frecare :

$$F_f=\mu N=\mu\pi dlp \geqslant F_a, \tag{6.2}$$

unde μ este coeficientul de frecare.

Prin urmare, presiunea de contact între suprafața piesei cuprinse și a celei cuprinzătoare atunci cînd îmbinarea este solicitată de o forță axială F_a este :

$$p\geqslant\frac{F_a}{\mu\pi dl}, \tag{6.3}$$

unde :

d este diametrul îmbinării ;

l — lungimea pieselor îmbinate (fig. 6.4).

În cazul cînd *îmbinarea transmite un moment de torsiune* M_t, trebuie satisfăcută condiția :

$$M_f=F_f\frac{d}{2}=\frac{\mu\pi d^2lp}{2}\geqslant M_t. \tag{6.4}$$

Presiunea în acest caz este :

$$p\geqslant\frac{2M_t}{\mu\pi d^2l}. \tag{6.5}$$

Cînd acționează simultan o forță axială și un moment de torsiune îmbinarea se calculează cu o forță echivalentă F_e :

$$F_e=\sqrt{F_a^2+F_M^2}=\sqrt{F_a+\left(\frac{2M_t}{d}\right)^2}\leqslant\mu\pi dlp, \tag{6.6}$$

de unde :

$$p\geqslant\frac{\sqrt{F_a^2+\left(\frac{2M_t}{d}\right)^2}}{\mu\pi dl}, \tag{6.7}$$

În cazul cînd *îmbinarea este solicitată de un moment încovoietor*, trebuind să asigure încastrarea piesei cuprinse (de exemplu îmbinarea prin strîngere a unui buton de manivelă — fig. 6.5), calculul presiunii necesare

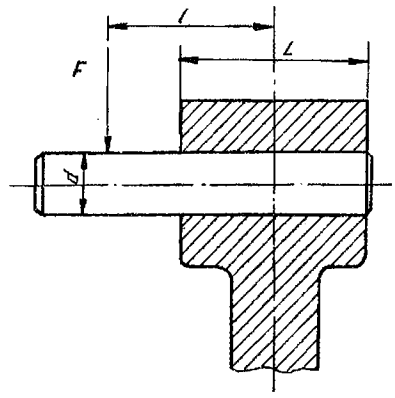


Fig. 6.5.

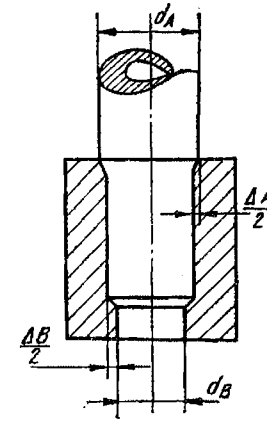


Fig. 6.6.

se execută cu relația pentru calculul unui bolț (știft) supus la încovoiere (§ 5.3.2):

$$p=\frac{6M_i}{dL^2}+\frac{F}{dL}=\frac{F}{dL}\left(\frac{6l}{L}+1\right).$$

Pentru ca să nu se producă un joc între bolț și locaș, presiunea realizată datorită ajustajului de strîngere p_s trebuie să depășească presiunea de contact p. Se ia de obicei : $p_s = 1{,}4\,p$.

În funcție de această valoare a lui p_s se calculează îmbinarea prin strîngere (§ 6.3.2).

Experiența arată că coeficientul de frecare nu este același la presare și la depresare. Valorile medii ale acestui coeficient sînt indicate în tabelul 6.3. În acest tabel : μ_p este coeficientul de frecare la presare ;

μ_d, coeficientul de frecare la depresare, ambii coeficienți corespund proceselor tranzitorii de început de presare sau depresare ;

μ este coeficientul de frecare pentru regimul stabilizat, care se utilizează la dimensionarea acestor îmbinări. La fel, acești coeficienți sînt deosebiți pentru cazul deplasării axiale și al rotirii.

Cînd asupra îmbinării lucrează forțe variabile se recomandă a se reduce coeficienții de frecare indicați în tabelul 6.3 cu 30%.

6.3.2. **Determinarea strîngerii necesare.** Dacă se notează diametrul inițial (înainte de montare) al piesei cuprinse (arbore) cu d_A, iar al alezajului piesei cuprinzătoare (butuc) cu d_B (figura 6.6), atunci datorită presării, atît arborele cît și butucul se vor deforma.

Deformația diametrului interior al butucului este :

$$\Delta_B = d - d_B, \qquad (6.8)$$

Tabelul 6.3

Coeficienții de frecare pentru îmbinări prin strîngere

Felul îmbinării		Îmbinări prin presare				Îmbinări fretate (realizate prin încălzire sau subrăcire)				
Materialul arborelui		Oțel cu σ_r=(500...600) N/mm²				Oțel cu σ_r=(300...500) N/mm²				
Materialul butucului		Oțel	Fontă	Alamă	Material plastic	Oțel			Fontă	Alamă
						Încălzire		Subrăcire		
Ungerea		Ulei de mașină	—	Uscat	Uscat	Ulei de mașină	Uscat	Uscat	—	Uscat
Depresare	μ_d	0,08...0,2	0,09...0,17	0,04...0,1	0,33	0,13...0,24	0,35...0,40	0,16...0,40	0,13...0,18	0,17...0,25
Rotire Deplasare axială	μ	0,06...0,13	0,07...0,12	—	—	0,8...0,19	0,14...0,16	0,07...0,16	0,07...0,09	0,05...0,14
Presare	μ_p	0,06...0,22	0,06...0,14	0,05...0,1	0,54	—	—	—	—	—

iar deformația diametrului exterior al arborelui este :

$$\Delta_A = d_A - d. \tag{6.9}$$

Se știe că strîngerea este :

$$S = d_A - d_B .$$

Scriind :

$$S = d_A - d + d - d_B .$$

rezultă că strîngerea este suma deformațiilor pieselor îmbinate.

$$S = \Delta_A + \Delta_B . \tag{6.10}$$

Din teoria vaselor cu pereți groși (formula lui L a m é) rezultă :

$$\Delta_B = \frac{dp}{E_B}\left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \frac{1}{m_B}\right) \tag{6.11}$$

unde :

d_2 este diametrul exterior al butucului ;

d — diametrul final al îmbinării ;

m_B ; E_B — constanta lui P o i s s o n respectiv modulul de elasticitate pentru materialul butucului.

Deformația piesei cuprinse (arborelui) este :

$$\Delta_A = \frac{dp}{E_A}\left(\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \frac{1}{m_A}\right), \tag{6.12}$$

unde d_1 este diametrul interior al arborelui (dacă are secțiune inelară).

Ceilalți termeni au aceeași semnificație ca și pentru butuc, referindu-se însă la arbore.

Diferența dintre diametre, adică strîngerea necesară fiind [relația (6.10)] :

$$S = \Delta_A + \Delta_B$$

și scriind :

$$\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \frac{1}{m_B} = C_B ; \quad \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \frac{1}{m_A} = C_A , \tag{6.13}$$

se obține :

$$S = \frac{d_p}{E_B} C_B + \frac{d_p}{E_A} C_A , \tag{6.14}$$

sau

$$S = dp\left(\frac{C_B}{E_B} + \frac{C_A}{E_A}\right) 10^3 \qquad [\mu m], \tag{6.15}$$

unde d este în mm ; p și E în N/mm^2.

Tabelul 6.4

Coeficienții C_A și C_B

$\frac{d_1}{d}$ sau $\frac{d}{d_2}$	C_A	C_B	$\frac{d_1}{d}$ sau $\frac{d}{d_2}$	C_A	C_B
0	0,70	—	0,5	1,37	1,97
0,1	0,72	1,32	0,6	1,83	2,43
0,2	0,78	1,38	0,7	2,62	3,22
0,3	0,89	1,49	0,8	4,25	4,85
0,4	1,08	1,68	0,9	9,23	9,83

Constanta lui P o i s s o n are următoarele valori :

$$m=\frac{10}{3} \text{ pentru oțel și } m=4 \text{ pentru fontă.}$$

Pentru simplificarea calculelor se indică în tabelul 6.4 valorile coeficienților C_A și C_B pentru piese din oțel $\left(m=\frac{10}{3}\right)$. Coeficientul $C_A=0{,}70$ corespunde pentru un arbore de secțiune circulară plină ($d_1=0$).

Strîngerea teoretică calculată cu relația (6.15) trebuie corectată pentru a ține seama de condițiile de execuție și funcționare. Aceste corecții sînt: s_r pentru rugozitatea suprafețelor conjugate; s_t pentru dilatări termice inegale ale pieselor îmbinate; s_d pentru deformațiile suplimentare produse de sarcini exterioare.

Ca urmare, strîngerea necesară este :

$$S_{nec}=S+s_r+s_t+s_d \qquad [\mu m]. \tag{6.16}$$

Strîngerea suplimentară necesară pentru compensarea rugozității suprafețelor se calculează cu relația :

$$s_r \approx 1{,}2\,(R_1+R_2), \tag{6.17}$$

unde R_1 și R_2 sînt înălțimile maxime ale rugozităților suprafețelor conjugate (tabelul 6.5).

Corecția s_t pentru compensarea efectului dilatării inegale a pieselor se calculează cu relația :

$$s_t=[\alpha_2(t_2-t_0)-\alpha_1(t_1-t_0)]d\cdot 10^3\cdot [\mu m], \tag{6.18}$$

unde :

α_1 și α_2 sînt coeficienții de dilatare termică ai materialelor celor două piese ;

t_0, t_1, t_2 — temperaturile mediului ambiant respectiv ale pieselor.

Corecția s_d se calculează cu relațiile corespunzătoare sarcinilor care acționează asupra îmbinării.

In funcție de strîngerea necesară S_{nec} se alege din standarde ajustajul cu strîngere corespunzător S_s astfel ca $S_{s\,min}\geqslant S_{nec}$.

Tabelul 6.5

Rugozitățile suprafețelor în funcție de tehnologia de fabricație

Rugozitatea		50/ ... 00/			6,3/ ... 12,5/			0,8/ ... 1,5/			0,1/ ... 0,2/				
Clasele de precizie		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Strunjire	brută	—	—	—	—										
	fină				—	—	—								
	foarte fină						—	—	—						
	cu diamant								—	—	—				
Rabotare	brută	—	—	—											
	fină				—	—	—								
	foarte fină						—	—							
Alezare	brută				—	—	—								
	fină						—	—	—						
	dublă								—	—	—				
	manuală (șăbăruire, răzuire)						—	—	—	—	—	—			
Broșare	brută							—	—						
	fină								—	—					
	foarte fină									—	—				
Rectificare cu disc	brută				—	—	—								
	fină							—	—	—					
	foarte fină									—	—	—			
Frezare	brută			—	—										
	fină					—	—								
	foarte fină						—	—	—						
Rulare cu role	brută							—	—						
	fină								—	—	—				
Polizare	brută						—	—	—						
	fină								—	—	—	—			
	foarte fină										—	—	—		
Honuire	brută							—	—	—					
	fină								—	—	—	—			
	foarte fină											—	—		
Rodare	brută									—					
	fină										—				
	foarte fină										—	—			
Polizare cu pastă sau pînză abrazivă	brută										—	—			
	fină											—	—		
	foarte fină												—	—	
Super Finisare	brută										—	—			
	fină												—	—	—

6.3.3. Verificarea rezistenței îmbinării presate. Acest calcul urmărește să stabilească dacă îmbinarea lucrează în domeniul elastic sau plastic căci de aceasta depinde în mare măsură posibilitatea de demontare a pieselor îmbinate, cît și verificarea rezistenței pieselor din îmbinare.

Verificarea rezistenței îmbinărilor presate se face în felul următor:

Se determină presiunea maximă care ia naștere în îmbinare datorită strîngerii efective maxime $S_{e\,max}$ (cazul cel mai nefavorabil) care se calculează în funcție de $S_{s\,max}$ corespunzător ajustajului ales, cu relația:

$$S_{e\,max} = S_{s\,max} - (s_r + s_t + s_d). \tag{6.19}$$

Presiunea corespunzătoare acestei strîngeri p_{max} se calculează cu relația:

$$p_{max} = \frac{S_{e\,max}}{S} p. \tag{6.20}$$

Sub acțiunea presiunii p_{max} apar în piesele îmbinate tensiuni normale după tangentă σ_τ și după raza σ_ϱ a căror variație este reprezentată în figura 6.7, valorile maxime ale tensiunilor avînd loc pe suprafața alezajului piesei cuprinzătoare (butuc). Tensiunile din butuc după tangentă sînt:

— în fibrele exterioare:

$$\sigma''_{\tau b} = p_{max} \frac{2d^2}{d_2^2 - d^2}; \tag{6.21}$$

— în fibrele interioare:

$$\sigma'_{\tau b} = p_{max} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}. \tag{6.22}$$

Tensiunea radială maximă din butuc pe suprafața interioară este:

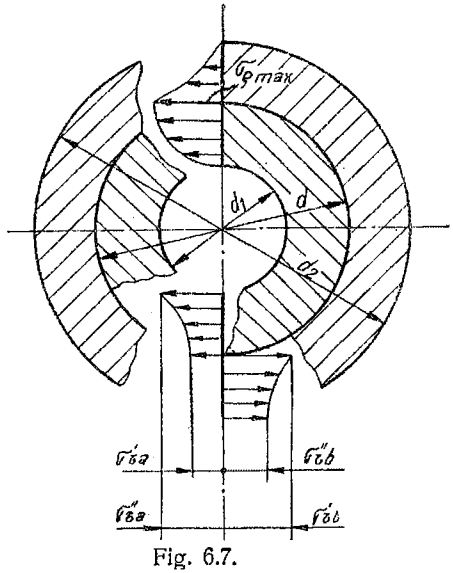


Fig. 6.7.

$$\sigma_{\varrho b\,max} = p_{max}. \tag{6.23}$$

Compunînd tensiunile după tangentă și rază pentru cazul cel mai defavorabil rezultă următoarea tensiune maximă din butuc (pe suprafața interioară):

$$\sigma_b = \sigma'_{\tau b} - \sigma_{\varrho b\,max} = p_{max} \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + 1 \right) =$$

$$= p_{max} \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2}. \tag{6.24}$$

În mod similar se calculează și tensiunile din arbore, care sînt însă mai mici decît cele din butuc.

Dacă se compară tensiunile maxime din arbore şi butuc cu limita de curgere a materialelor respective se poate stabili dacă îmbinarea poate lucra în domeniul elastic sau în domeniul plastic.

Dacă $\sigma_b < \sigma_c$ şi $\sigma_{arb} < \sigma_c$ îmbinarea lucrează în domeniul elastic.

Dacă $\sigma_b > \sigma_c$ sau $\sigma_{arb} > \sigma_c$ îmbinarea lucrează în domeniul plastic.

Condiţiile $\sigma_b < \sigma_r$ şi $\sigma_{arb} < \sigma_r$ trebuie necondiţionat satisfăcute, căci în caz contrar există pericol de rupere a pieselor respective.

6.3.4. **Calculul deformaţiilor.** Adesea deformaţia pieselor îmbinate trebuie cunoscută (de exemplu, atunci cînd influenţează mărimea unui intrefier, a unui joc etc.). Aceasta se calculează pe baza metodelor prezentate în cursul de rezistenţa materialelor [2], [11].

6.3.5. **Forţele de presare F_p şi de depresare F_d** se calculează cu relaţiile:

$$F_p = \mu_p \pi l d p_{max}; \tag{6.25}$$

$$F_d = \mu_d \pi d p_{max}. \tag{6.26}$$

Valorile coeficienţilor de frecare corespunzători sînt indicate în tabelul 6.3.

6.3.6. **Determinarea temperaturii de încălzire sau de subrăcire.** Temperatura de încălzire sau de subrăcire trebuie astfel determinată încît arborele să poată fi introdus cu uşurinţă în alezaj, asigurîndu-se în acest scop un joc de montaj de tipul JE/ja. Strîngerea se produce în urma răcirii butucului sau a încălzirii arborelui pînă la temperatura ambiantă.

Temperatura la care trebuie încălzit butucul sau subrăcit arborele este:

$$t = \frac{S_{s\,max} + J_0}{10^3 \alpha d} + t_0, \tag{6.27}$$

unde:

$S_{s\,max}$ este strîngerea maximă [μm];

J_0 — jocul minim necesar pentru montaj (ce rezultă din ajustajul JE/ja);

α — coeficientul de dilataţie (la încălzire) sau contracţie (la subrăcire);

d — diametrul îmbinării [mm];

t_0 — temperatura ambiantă [°C].

6.4. ÎMBINĂRI PRIN STRÎNGERE PE SUPRAFEŢE CONICE

Elementele geometrice care apar la aceste îmbinări sînt prezentate în figura 6.8.

Diametrul mediu al trunchiului de con este:

$$d_m = \frac{D+d}{2}. \tag{6.28}$$

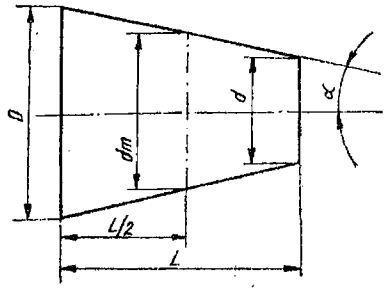


Fig. 6.8.

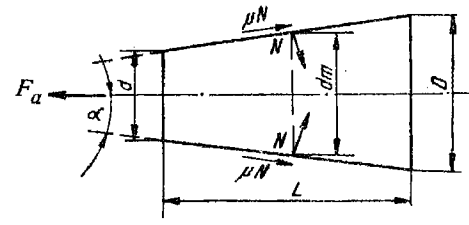


Fig. 6.9.

Conicitatea are valoarea :

$$K=\frac{D-d}{L}=2\,\mathrm{tg}\,\alpha. \tag{6.29}$$

Admiţînd forţa uniform repartizată, concentrată în două puncte, forţa axială necesară pentru realizarea strîngerii rezultă (fig. 6.9) ($F_a=Q$):

$$F_a=2\,\mu N\cos\alpha+2\,N\sin\alpha\,; \tag{6.30}$$

$$F_a=\frac{2N}{\cos\varphi}(\cos\alpha\sin\varphi+\sin\alpha\cos\varphi)=\frac{2N}{\cos\varphi}\sin(\alpha+\varphi). \tag{6.31}$$

Momentul de frecare ce realizează transmiterea momentului de răsucire este :

$$M_f=2\mu N\frac{d_m}{2}\geqslant M_t\,. \tag{6.32}$$

Inlocuind valoarea lui $2N$ din relaţia (6.31) în relaţia (6.32) rezultă la limită :

$$M_t=\frac{\mu d_m F_a\cos\varphi}{2\sin(\alpha+\varphi)}. \tag{6.33}$$

Din relaţia (6.33) se poate calcula forţa axială necesară pentru realizarea momentului de frecare $M_f=M_t$:

$$F_a=\frac{2M_t\sin(\alpha+\varphi)}{\mu d_m\cos\varphi}=\frac{2M_t}{d_m}\,\frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\sin\varphi}\,. \tag{6.34}$$

Valorile coeficientului de frecare μ sînt indicate în tabelul 6.3.

Cu forţa F_a se dimensionează şurubul necesar. Lungimea părţii de calare se calculează la presiunea dintre arbore şi butuc, admiţînd convenţional o presiune uniform repartizată :

$$L=\frac{2N}{\pi d_m p_a}=\frac{2M_t}{\mu\pi d_m^2 p_a}, \tag{6.35}$$

presiunea admisibilă fiind $p_a\approx 120$ N/mm^2.

6.5. ÎMBINĂRI PRIN STRÎNGERE REALIZATE CU AJUTORUL UNOR PIESE AUXILIARE (ECLISE, INELE, ŞURUBURI)

6.6.1. **Îmbinări prin strîngere cu eclise sau inele.** Strîngerea a două jumătăţi de roată se poate realiza cu ajutorul unor eclise montate în stare încălzită în nişte locaşuri din discul roţii (fig. 6.2). Cele două jumătăţi de butuc se asamblează prin inele.

În cazul îmbinării cu ajutorul ecliselor (fig. 6.10) pentru a se putea realiza strîngerea necesară, lungimea l_1 a eclisei se ia mai mică decît lungimea l_2 a proeminenţelor, astfel că avem o diferenţă (strîngere):

$$\Delta = l_2 - l_1 = S. \tag{6.36}$$

După încălzirea eclisei şi montarea ei, lungimea îmbinării l trebuie să satisfacă inegalităţile:

$$l > l_1 \quad \text{şi} \quad l < l_2. \tag{6.37}$$

Deformaţia eclisei la întindere respectiv a prominenţelor la compresiune este:

$$\Delta_A = l - l_1; \quad \Delta_B = l_2 - l. \tag{6.38}$$

Deformaţia totală este:

$$\Delta = \Delta_A + \Delta_B = l_2 - l_1 = S. \tag{6.39}$$

Strîngerea trebuie astfel calculată încît sub acţiunea forţei exterioare F care lucrează asupra îmbinării, să se menţină contactul între piesele îmbinate. Va trebui deci să se realizeze în eclisă o forţă remanentă F_0', astfel că forţa maximă devine (v. § 4.4.7):

$$F_t = F + F_0' = K_s F, \tag{6.40}$$

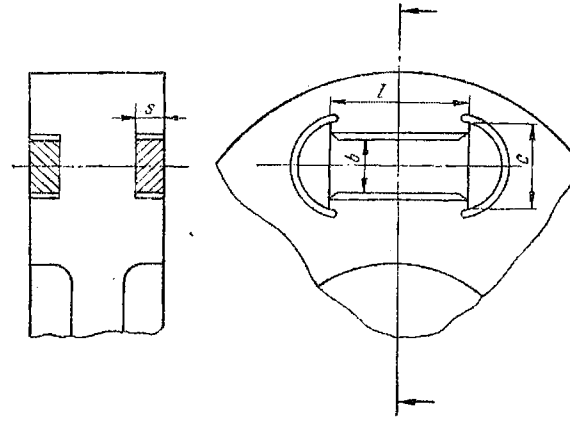


Fig. 6.10.

unde :

F'_0 este forța de strîngere ce realizează contactul între piesele îmbinate, atunci cînd acționează forța F asupra îmbinării ;

K_s — coeficient de majorare a forței F, care se ia $K_s = 1{,}2 \ldots 1{,}4$.

Prin urmare, eclisa se va calcula la întindere cu o forță $F_t = K_s F$. Dacă se alege grosimea eclisei δ lățimea ei va fi :

$$b = \frac{F_t}{\delta \sigma_{at}}. \tag{6.41}$$

Lățimea capului eclisei se calculează la strivire punînd condiția de capacitate portantă egală a eclisei la întindere și a capului ei la strivire (fig. 6.10),

$$F_t = (c - b)\,\delta\, p_a = b\delta\sigma_{at}; \tag{6.42}$$

$$c = \frac{b\delta\sigma_{at} + b\delta p_a}{\delta p_a} = b\left(1 + \frac{\sigma_{at}}{p_a}\right). \tag{6.43}$$

Lungimea eclisei se ia : $l = (4 \ldots 5)b$.

Înălțimea capului eclisei se calculează la încovoiere și se verifică la forfecare.

Momentul încovoietor, considerînd forța uniform repartizată pe suprafața de contact este :

$$M_t = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{c - b}{2} = \frac{\delta h^2}{6} \sigma_t. \tag{6.44}$$

Tensiunea de forfecare este :

$$\tau_f = \frac{F_t}{2h\delta} \leqslant \tau_{af}. \tag{6.45}$$

Strîngerea necesară se calculează conform relației (6.14):

$$S = \frac{F_t l}{E_A A_A} + \frac{F'_0 l}{E_B A_B} = F_t \left(\frac{K_s}{C_A} + \frac{K_s - 1}{C_B}\right), \tag{6.46}$$

unde E_A, E_B, A_A, A_B sînt modulele, respectiv secțiunile eclisei și ale proeminențelor, iar C_A și C_B — coeficienții de rigiditate.

Deoarece de obicei rigiditatea proeminențelor este foarte mare în raport cu rigiditatea eclisei, în calculele practice se poate neglija termenul al doilea din relația (6.46), în care caz :

$$S = \frac{K_s F_t}{C_A}. \tag{6.47}$$

Temperatura necesară pentru montarea eclisei se calculează cu relația (6.27).

Îmbinările cu inele trase la cald se pot considera ca niște butuci strînși pe arbore, deci se pot calcula în același mod ca și îmbinările prin strîngere pe suprafețe cilindrice.

6.6.2. **Îmbinări prin strîngere realizate cu ajutorul șuruburilor.** Aceste îmbinări se numesc și îmbinări cu brățară elastică sau cu bridă. Ele se folosesc pentru a monta pe piese de tip arbore diferite piese ca: manivele, roți etc., fiind utilizate atunci cînd sînt necesare montări și demontări frecvente în cazul unor sarcini relativ mici.

Îmbinările cu brățară elastică pot fi cu capac (fig. 6.11, *a*) sau cu butuc secționat într-o parte cînd se numește clemă (fig. 6.11, *b*). Ele pot transmite momente de torsiune sau forțe axiale, datorită forței de strîngere realizate cu ajutorul unor șuruburi. Această forță dă naștere unor forțe sau momente de frecare care se opun sarcinilor exterioare.

Calculul brățării cu capac. Reacțiunea rezultantă N între arbore și brățară care echilibrează forța de strîngere a șuruburilor de pe ambele părți ale brățării este (fig. 6.12):

$$N = 2\,zF_0, \tag{6.48}$$

unde:

z este numărul de șuruburi de pe o parte a brățării;

F_0 — forța de strîngere dintr-un șurub.

Momentul M_t este echilibrat de momentul forțelor de frecare:

$$M_f = 2\mu N \frac{d}{2} = 2\mu z F_0 d \geqslant M_t. \tag{6.49}$$

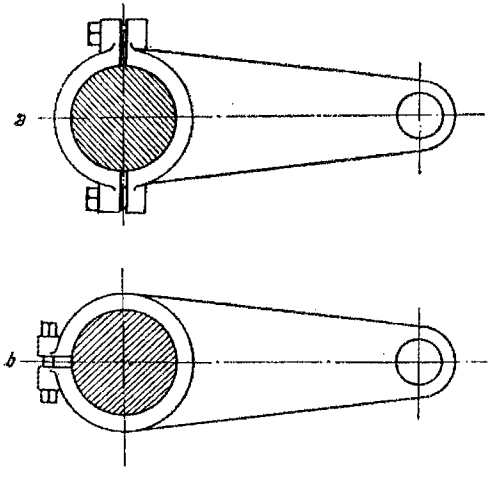


Fig. 6.11.

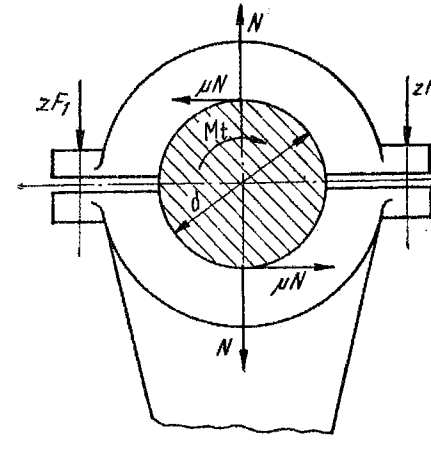


Fig. 6.12.

Forța axială este echilibrată de forțele de frecare :

$$F_f = 2\mu N = 4\mu z F_0 \geqslant F_a . \tag{6.50}$$

Relațiile (6.49) respectiv (6.50) permit calculul forței F_0 cu care se dimensionează șuruburile.

7. ARCURI

7.1. DEFINIȚIE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Arcurile sînt organe de mașini care datorită formei și materialului din care sînt confecționate posedă capacitatea de a transforma, prin deformarea lor elastică, lucrul mecanic în energie potențială și de a retransforma energia potențială acumulată în lucru mecanic.

Arcurile se pot clasifica conform STAS 6916-64 din mai multe puncte de vedere (tabelul 7.1). Studiul arcurilor se va face în funcție de felul sarcinii ce acționează asupra lor. Astfel în prima grupă vor intra arcurile de tracțiune-compresiune (arcuri elicoidale, arcuri inelare, arcuri-disc și arcuri de cauciuc), în grupa a doua intră arcurile de răsucire (arcuri elicoidale, arcuri bare-de torsiune și arcuri spirale) și în grupa a treia, arcurile de încovoiere.

Diferitele tipuri de arcuri sînt reprezentate în paragrafele corespunzătoare din acest capitol.

Arcurile au o largă utilizare în construcția de mașini, dispozitive, aparate (tabelul 7.1). Astfel, ele servesc ca elemente de acționare prin acumularea de energie (ceasuri, jucării); ca elemente de amortizare (suspensii la vehicule, amortizoare la tampoane); la exercitarea unei forțe de apăsare (supape, ambreiaje cu fricțiune); ca element vibrator ; la repartizarea uniformă a forțelor (rezemări elastice); ca element de readucere (ambreiaje de siguranță, frîne cu saboți, instrumente de măsurat); ca elemente de reglare și de măsurare (dinamometre).

7.2. CARACTERISTICILE FUNCȚIONALE ALE ARCURILOR

Arcurile au o seamă de caracteristici funcționale, cele mai importante fiind :

1) *Sarcina* (de lucru, de blocare).
2) *Deformația elastică* (săgeata f sau unghiul de răsucire φ).
3) *Caracteristica arcului* reprezintă deformația sa în funcție de sarcină :

$$F = \mathrm{F}(f) \quad \text{sau} \quad M = \mathrm{M}(\varphi). \tag{7.1}$$

Tabelul 7.1

Clasificarea arcurilor

- Arcuri
  - Formă
    - elicoidale
    - în foi
    - spirale
    - inelare
    - disc
    - bare de torsiune
    - diferite (inel de siguranță, agrafă, șaibă, membrană, tub ondulat etc.)
  - Natura solicitării exterioare
    - de torsiune
    - de încovoiere
    - de tracțiune
    - de compresiune
  - Forma secțiunii semifabricatului
    - circulară
    - inelară
    - dreptunghiulară
    - pătrată
    - profilată
  - Scop
    - amortizare
    - acumulare de energie (acționare)
    - exercitarea unei forțe de apăsare
    - ca element vibrator
    - repartizarea uniformă a forțelor
    - ca element de readucere
    - reglare
    - măsurare
  - Material
    - oțel
    - metale neferoase
    - materiale nemetalice (în special cauciuc)
  - Rigiditate
    - constantă
    - variabilă

Caracteristica (fig. 7.1) poate fi dreaptă (linia *1*), crescătoare (curba *2*), descrescătoare (curba *3*) sau o linie frîntă *4*.

La arcurile cu frecare, curba de încărcare nu se suprapune peste cea de descărcare, obținîndu-se pentru caracteristică o suprafață care reprezintă lucrul mecanic de frecare (fig. 7.2).

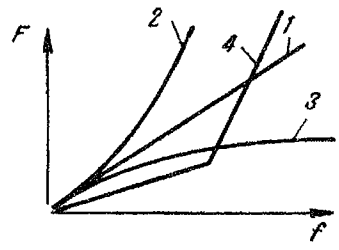


Fig. 7.1.

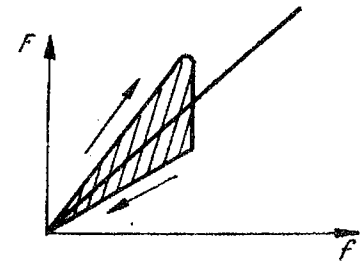


Fig. 7.2.

4) *Coeficientul de rigiditate al arcului* este definit prin funcția :

$$c = \frac{dF}{df}, \quad \text{sau} \quad c' = \frac{dM}{d\varphi}. \tag{7.2}$$

La arcurile cu caracteristică dreaptă funcția c (c') are valoarea :

$$c = \frac{F}{f}, \quad \text{sau} \quad c' = \frac{M}{\varphi}. \tag{7.3}$$

Se obișnuește a se numi arcurile cu valori scăzute ale coeficientului c — arcuri moi și cele cu valori ridicate — arcuri tari.

Arcurile cu caracteristică curbă pot fi cu rigiditate crescătoare $\left(\frac{dF}{df}\right.$ crește — fig. 7.1, curba 2) sau cu rigiditate descrescătoare $\left(\frac{dF}{df}\right.$ scade — fig. 7.1, curba $3\Big)$.

5) *Lucrul mecanic de deformație* ce poate fi înmagazinat de arc sub formă de energie potențială, prin deformarea lui elastică se exprimă prin relațiile (valoarea elementară) :

$$dL = F df \quad \text{sau} \quad dL = M_t d\varphi. \tag{7.4}$$

La arcurile cu caracteristică dreaptă :

$$L = \frac{Ff}{2}, \text{ respectiv } L = \frac{M_t \varphi}{2}, \tag{7.5}$$

sau ținînd seama de relația (7.3) :

$$L = \frac{cf^2}{2}, \text{ respectiv } L = \frac{c'\varphi^2}{2}. \tag{7.6}$$

Pentru a putea compara diferite soluții constructive de arcuri s-au introdus o serie de indicatori cum ar fi : coeficientul de utilizare specific, coeficientul de utilizare volumetric și gravimetric, randamentul și capacitatea de amortizare.

6) *Coeficientul de utilizare specific (de formă)* k_f reprezintă influența formei constructive și a felului solicitării arcului asupra capacității sale de a înmagazina lucru mecanic.

Din relația (7.5) se vede că pentru un arc solicitat la întindere, lucrul mecanic fiind :

$$L=\frac{Ff}{2}=\frac{F^2l}{2EA}=\frac{A^2\sigma_a^2 l}{2EA}=k_f\frac{\sigma_a^2 V}{2E}, \tag{7.7}$$

coeficientul de utilizare specific este $k_f=1$.

La un arc elicoidal cilindric de secțiune circulară, $k_f=0{,}5$.

La arcuri spirale și în foi $k_f=0{,}33$ etc. (tabelul 7.2).

7) *Coeficientul de utilizare volumetric* k_v reprezintă raportul între lucrul mecanic și volumul arcului V :

$$k_v=\frac{L}{V}=k_f\frac{\sigma_a^2}{2E},\ \text{respectiv}\ k_v=k_f\frac{\tau_a^2}{2G}. \tag{7.8}$$

8) *Coeficientul de utilizare gravimetric* k_g reprezintă raportul dintre lucrul mecanic și greutatea arcului Q (γ — greutatea specifică):

$$k_g=\frac{L}{Q}=k_f\frac{\sigma_a^2 V}{2EQ}=\frac{k_v}{\gamma}. \tag{7.9}$$

9) Randamentul arcului η reprezintă raportul între lucrul mecanic cedat L și lucrul mecanic primit L :

$$\eta=\frac{L_c}{L}. \tag{7.10}$$

10) *Capacitatea de amortizare* a arcului reprezintă raportul între lucrul mecanic amortizat ($\Delta L=L-L_c$) și dublul lucrului mecanic preluat de arc la încărcare :

$$\delta=\frac{\Delta L}{2L}\approx\frac{L-L_c}{L+L_c}=\frac{1-\eta}{1+\eta}. \tag{7.11}$$

În tabelul 7.2 se indică o comparație între cîteva tipuri de arcuri pe baza coeficienților de utilizare amintiți.

Tabelul 7.2

Coeficienții de utilizare la arcuri

Tipul arcului	K_f	K_v	K_g
Arc elicoidal Arc-bară de torsiune	0,5	19,5	2 480
Arc inelar	1,62	49	6 280
Arc în foi	0,33	7,95	1 020
Cablu de cauciuc la întindere	0,9	37,4	37 000

La alegerea acestor caracteristici trebuie să se țină seama de scopul arcului. De exemplu dacă arcul este folosit pentru amortizarea unei sarcini variabile sau de șoc se va căuta ca δ să fie cît mai mare și deci L_c să fie cît mai mic. La arcuri pentru suspensia vehiculelor, δ nu trebuie să fie mare, căci aceasta ar duce la o încălzire exagerată a arcului.

7.3. MATERIALE ȘI REZISTENȚE ADMISIBILE

Din relația $L = k_f \frac{\sigma_a^2 V}{2E}$ se vede că lucrul mecanic înmagazinat crește cu patratul lui σ_a, deci se vor alege materiale cu σ_a, σ_e și σ_{-1} mari. Aceste condiții le îndeplinesc în special oțelurile speciale de arc standardizate în STAS 795-62 sub denumirea de *oțel Arc* (în 9 calități de la Arc 1 ... Arc 9). Ele se folosesc de obicei în stare călită, obținînd astfel rezistențe de rupere și limite de curgere și de elasticitate ridicate. Unele dintre aceste oțeluri sînt oțeluri nealiate, altele sînt aliate (oțeluri Cr-Mn, Si-Mn, Si, Cr-Si-Va).

În afară de călire, limita de curgere se mărește prin trefilare cu un grad mare de coroiaj și cu o temperatură joasă de revenire (250—350 °C); ea se mărește de asemenea printr-o supraîncărcare inițială peste limita de curgere timp de 10 ... 50 ore care provoacă o ecruisare a materialului.

Pentru mărirea lui σ_{-1} se vor lua următoarele măsuri: folosirea de oțeluri de calitate, rectificarea și polizarea arcului, ecruisarea cu alice, nitrurarea.

Arcurile care funcționează în condiții de coroziune se confecționează din aliaje de metale neferoase (bronz cu staniu și zinc; bronz cu beriliu). Se utilizează și materiale nemetalice pentru confecționarea arcurilor: cauciuc, plută, unele mase plastice expandate, perne de aer comprimat etc.

7.4. ARCURI ELICOIDALE (RESOARTE)

7.4.1. **Descriere. Clasificare.** Arcurile elicoidale sînt construite din bare metalice înfășurate în formă de elice. Forma arcului poate fi cilindrică, conică și mai rar paraboloidală, prismatică etc.

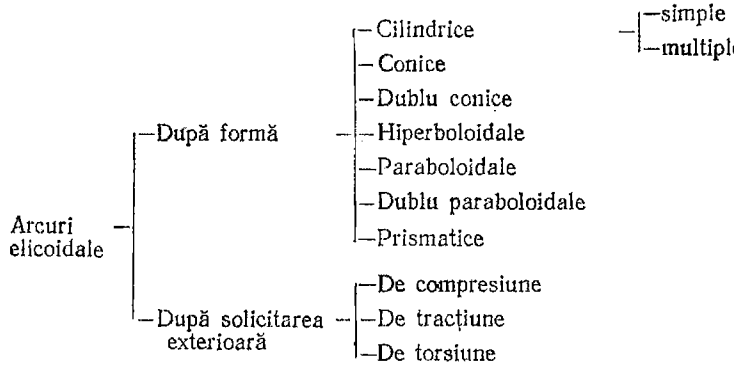
Forma secțiunii spirei (barei de arc) este de obicei circulară, dar ea poate fi și dreptunghiulară sau pătrată. Pentru sarcini mici pînă la 1 000 N se utilizează în ultimul timp arcuri elicoidale formate din cabluri. Acestea prezintă avantajul unei capacități mari de amortizare datorită frecării dintre firele cablului.

În tabelul 7.3 se indică o clasificare a arcurilor elicoidale.

Datorită formei lor simple, a gabaritului mic și a tehnologiei ieftine, arcurile elicoidale sînt arcurile cele mai răspîndite în construcția de mașini.

Tabelul 7.3

Clasificarea arcurilor elicoidale



Arcurile elicoidale se execută prin înfășurare la rece (pentru $d < 7$ mm) și la cald (pentru $d > 7$ mm). Ele pot fi de tracțiune, de compresiune sau de răsucire.

Arcurile de tracțiune sînt prevăzute cu urechi de diverse forme (fig. 7.3, *a*, *b*) sau cu dopuri filetate (fig. 7.3, *c*), pe cînd cele de compresiune au prima și ultima spiră aplatisate și capetele decalate cu 180° (fig. 7.4, *a*). Arcurile de tracțiune se execută cu sau fără pretensionare. Pretensionarea se realizează la înfășurarea spirelor și are ca scop uniformizarea tensiunilor sau are un scop funcțional (arcul nu se deformează decît la depășirea forței de pretensionare).

7.4.2. **Parametrii geometrici ai arcului elicoidal cilindric** sînt prezentați în tabelul 7.4. Elementele ce trebuie indicate într-un desen de arc elicoidal (*a* — de

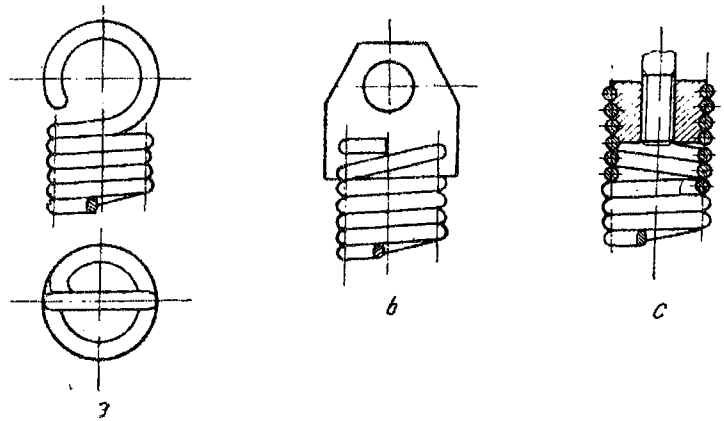


Fig. 7.3.

Tabelul 7.4

Parametrii geometrici ai arcurilor elicoidale

Parametrii geometrici		Arcuri de compresiune	Arcuri de tracțiune
Înălțimea în stare liberă, H_0	Cu capete închise neprelucrate	$tn+(n_r+1)d$	—
	Cu capete închise prelucrate	$tn+(n_r-0{,}5)d$	
	Cu capete deschise neprelucrate	$t(n+n_r)+d$	—
	Fără pretensionare	—	$tn+d+2H_c$ (H_c — înălțimea urechii)
	Cu pretensionare		$(n+1)d+2H_c$
Înălțimea arcului la blocare, H_b		$(n+n_r)d$	—
Numărul de spire de reazem, n_r $n_r=1{,}5$ (pt. $n<7$) $n_r=1{,}5\ldots3{,}5$ (pt. $n>7$)			—
Pasul arcului, t		$\pi D_m \operatorname{tg}\alpha$	
Lungimea desfășurată a arcului $\dfrac{\pi D_m (n+n_r)}{\cos\alpha}$			$\dfrac{\pi D_m n}{\cos\alpha}$

compresiune ; *b* — de întindere) sînt indicate în figura 7.4 și în tabelul anexat figurii.

7.4.3. **Calculul arcurilor elicoidale cilindrice de întindere-compresiune** (STAS 7067-64). Forța axială ce acționează asupra arcului redusă în centrul secțiunii normale a spirei are două componente : un vector $\overline{F}$ paralel și un vector $\overline{M}$ perpendicular față de axa arcului (fig. 7.5).

Proiectînd vectorii în planul secțiunii normale și după axa spirei se obține :

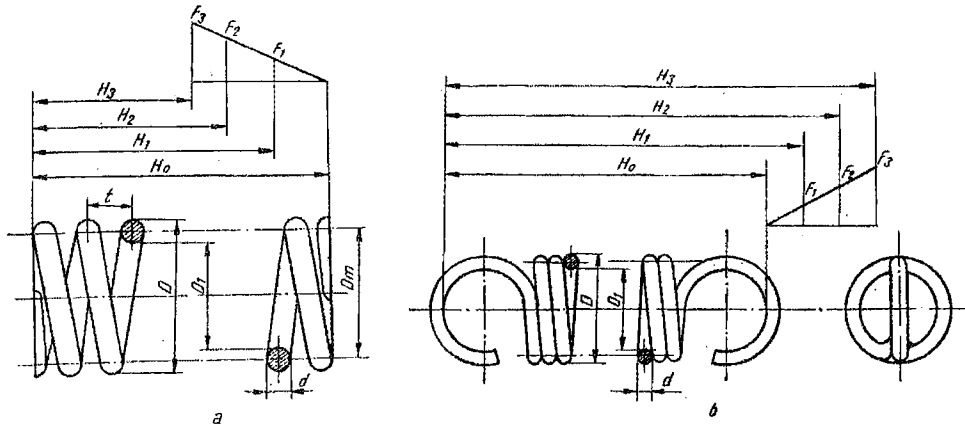


Fig. 7.4.

a) Un moment de răsucire:

$$M_t = \frac{FD_m}{2} \cos \alpha. \tag{7.12}$$

b) Un moment încovoietor:

$$M_i = \frac{FD_m}{2} \sin \alpha. \tag{7.13}$$

c) O forță tăietoare:

$$T = F \cos \alpha. \tag{7.14}$$

d) O forță normală:

$$N = F \sin \alpha. \tag{7.15}$$

Întrucît unghiul de înclinare al spirei este în general redus ($\alpha < 15°$), iar tensiunea produsă de forța tăietoare fiind de asemenea redusă, în calcul se consideră spira solicitată la torsiune, efectul celorlalte solicitări luîndu-se în considerare prin coeficientul de formă K. Ca urmare momentul de calcul este:

$$M_{tc} = K \frac{F_2 D_m}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \tau_a, \tag{7.16}$$

unde F_2 este sarcina de lucru (fig. 7.4).

Diametrul spirei rezultă:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8KF_2D_m}{\pi \tau_a}}. \tag{7.17}$$

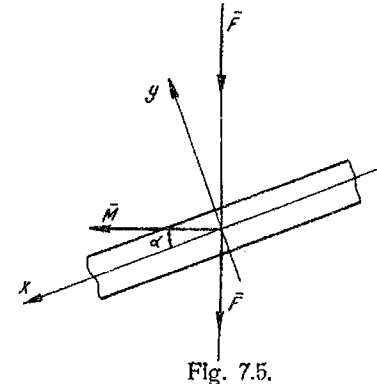


Fig. 7.5.

Deoarece relația (7.17) conține două necunoscute D_m și d, se introduce noțiunea de indicele arcului, $i=\frac{D_m}{d}$, în care caz:

$$d=\sqrt{\frac{8KF_2l}{\pi\cdot\tau_a}}. \tag{7.18}$$

Valoarea indicelui arcului variază în limitele: $i=4\ldots18$. La arcuri înfășurate la cald: $i\geqslant 4(3)$; la arcuri înfășurate la rece: $i\geqslant 5(4)$. Valorile din paranteze se vor admite numai în cazuri speciale. Coeficientul de formă al arcului se calculează cu relația:

$$K=\frac{i+0{,}2}{i-1}. \tag{7.19}$$

Pentru a ține seama de importanța arcului se introduce coeficientul de importanță K_2 (coeficient de siguranță), având următoarele valori:
$K_2=1$ — importanță redusă;
$K_2=0{,}9$ — importanță normală;
$K_2=0{,}75$ — importanță deosebită.
În cazul arcurilor supuse la sarcini variabile se introduce și un coeficient de durată K_1 care se ia în funcție de numărul de cicluri și de coeficientul de asimetrie $R=\frac{F_1}{F_2}=\frac{f_1}{f_2}$ (unde F_1 este sarcina inițială sau de montaj și F_2 — sarcina nominală).
Ca urmare, relația de calcul (7.18) devine:

$$d=\sqrt{\frac{K}{K_1K_2}\frac{8F_2l}{\pi\tau_a}}. \tag{7.20}$$

Rezistența admisibilă la arcurile elicoidale este dată în figura 5 și tabelul 3 din STAS 7067-64 în funcție de diametrul spirei (scade cu creșterea diametrului) și de materialul arcului.
Pentru arcuri din oțel de arc (Arc 1 ... Arc 9):
$\tau_a=(650\ldots720)$ N/mm² — pentru arcuri de compresiune;
$\tau_a=(580\ldots650)$ N/mm² — penrtu arcuri de întindere.
Nu se admit valori $\tau_a>600$ N/mm² la arcuri de întindere înfășurate la cald, indiferent de calitatea materialului.

7.4.4. **Deformația arcului elicoidal** se calculează egalînd lucrul mecanic interior cu cel exterior, considerîndu-se arcul elicoidal ca o bară dreaptă de lungime $l=\pi D_m n$ încastrată la un capăt:

$$L=\frac{Ff}{2}=\frac{M_t\varphi}{2}=\frac{M_t}{2}\cdot\frac{M_tl}{GI_p}; \tag{7.21}$$

$$f=\frac{M_t^2l}{FGI_p}. \tag{7.22}$$

Înlocuind :

$$l=2\pi R_m n;\quad M_t=F_2R_m;\quad I_p=\frac{\pi d^4}{32},$$

se obține :

$$f=\frac{F_2^2R_m^2 2\pi R_m n}{F_2 G\frac{\pi d^4}{32}}=\frac{8F_2D_m^3 n}{Gd^4}. \tag{7.23}$$

În cazul cînd se pune problema calculului numărului necesar de spire active atunci cînd se impune săgeata, în relația (7.23) se notează $\left(\frac{D_m}{d}\right)^3=i^3$ și se obține :

$$n=\frac{GDf}{8F_2i^3}. \tag{7.24}$$

Săgeata limită în funcție de rezistența admisibilă (adică săgeata maximă ce poate fi suportată de un arc elicoidal) este (relația 7.22) :

$$f_{max}=\frac{M_t^2 l}{F_2GI_p}=\frac{F_2R_mW_p\tau_a 2\pi R_m n}{F_2GW_p\frac{d}{2}}=\frac{4\pi R_m^2\tau_a n}{Gd}. \tag{7.25}$$

În cazul arcului elicoidal de tracțiune cu pretensionare (F_1 fiind forța de pretensionare), săgeata arcului este (relația 7.23) :

$$f=\frac{8D_m^2 n}{Gd^4}(F_2-F_1). \tag{7.26}$$

Sînt cazuri cînd se impune înălțimea H_0 și săgeata f a arcului. În acest caz, indicele arcului rezultă din relația (7.25) în care se înlocuiește $n\approx\frac{H_0}{d}$:

$$f=\frac{\pi D_m^2 H_0\tau_a}{Gd^2}=\frac{\pi i^2 H_0\tau_a}{G}.$$

Indicele arcului rezultă :

$$=\sqrt{\frac{Gf}{\pi H_0\tau_a}}. \tag{7.27}$$

7.4.5. **Verificarea arcurilor elicoidale** se efectuiază calculînd coeficientul de siguranță față de limita de curgere τ_c (la solicitări statice) sau la oboseală (la solicitări variabile). La solicitări statice :

$$c=\frac{\tau_c}{\tau_{max}}, \tag{7.28}$$

unde :

$$\tau_{max}=\frac{8KF_3D_m}{d^3}. \tag{7.29}$$

La solicitări variabile, calculul se execută ținînd seama de modul cum variază tensiunea medie în raport cu amplitudinea ciclului ($R=const$; $\sigma_m=const.$ respectiv $\sigma_{min}=const$).

Relațiile de calcul corespunzătoare sînt indicate în tabelul 1.7.

7.4.6. **Verificarea arcurilor elicoidale la vibrații** constă în determinarea pulsației proprii care se compară cu pulsația sarcinilor exterioare.

Pulsația proprie a unui arc de masă neglijabilă față de masa oscilantă este :

$$\omega_{cr}=\frac{c}{m}=\frac{g}{f_2}, \tag{7.30}$$

unde :

c este coeficientul de rigiditate al arcului ;

g — accelerația în cîmpul gravitațional.

Relațiile de calcul de mai sus se aplică și celorlalte tipuri de arcuri.

7.4.7. **Lucrul mecanic de deformație** se calculează pentru a stabili capacitatea de înmagazinare de energie a arcului, atunci cînd acesta este supus la șocuri (relația 7.5.) :

$$L=\frac{F_2f_2}{2}=k_f\frac{V\tau_a^2}{2G}.$$

Coeficientul de utilizare specific al arcurilor elicoidale este $k_f=0{,}5$ (§ 7.2).

7.4.8. **Arcuri elicoidale multiple.** Din motive de gabarit cît și pentru a realiza o anumită caracteristică se utilizează cîteodată arcurile multiple ca arcuri de compresiune (fig. 7.6). Pentru asigurarea unei bune stabilități, arcurile au spirele înfășurate alternativ în sensuri opuse.

Calculul acestor arcuri se execută pornind de la faptul că săgețile sînt egale ($f_1=f_2=\ldots f_n$) și admițînd $\tau_{a1}=\tau_{a2}=\ldots\tau_{an}$ (arcurile se execută din același material). Ca urmare, din relația (7.25) rezultă :

$$\left.\begin{aligned}&\frac{\pi D_{m1}^2\tau_a n_1}{Gd_1}=\frac{\pi D_{m2}^2\tau_a n_2}{Gd_2}=\ldots\frac{\pi D_{mn}^2\tau_a n_n}{Gd_n},\\ \text{sau}\qquad&\\ &\frac{D_{m1}^2n_1}{d_1}=\frac{D_{m2}^2n_2}{d_2}=\ldots\frac{D_{mn}^2n_n}{d_n}.\end{aligned}\right\} \tag{7.31}$$

Din condiția egalității săgeților în stare blocată se obține :

$$n_1d_1=n_2d_2=\ldots n_nd_n=H_d. \tag{7.32}$$

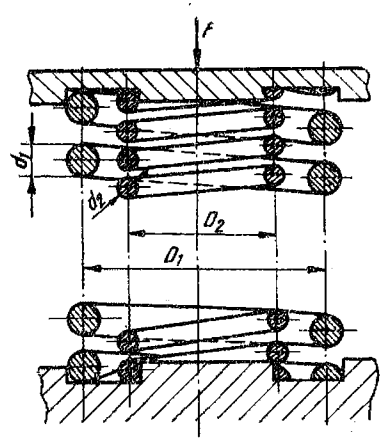


Fig. 7.6.

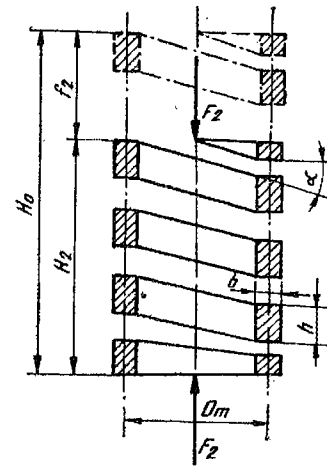


Fig. 7.7.

Înlocuind relația (7.32) în (7.31) se obține :

$$\frac{D_{m1}}{d_1} = \frac{D_{m2}}{d_2} = \ldots \frac{D_{mn}}{d_n} = i = const, \tag{7.33}$$

adică indicele i este același pentru toate arcurile.

Forța F este preluată de cele n arcuri :

$$F = \sum_{i=1}^{n} F_i = F_1 + F_2 + \ldots F_n. \tag{7.34}$$

Pe de altă parte (relația 7.16) :

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\dfrac{d}{\dfrac{D_{m1}}{d_1^3}}}{\dfrac{d}{D_{m2}}} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 = \frac{1}{k_2^2}; \quad \frac{F_1}{F_3} = \left(\frac{d_1}{d_3}\right)^2 = \frac{1}{k_3^2}; \quad \frac{F_1}{F_n} = \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2 = \frac{1}{k_n^2}. \tag{7.35}$$

Compunînd relațiile (7.3) și (7.35) se poate calcula forța preluată de fiecare arc în parte, cu car acesta se dimensionează.

$$F = F_1 + k_2^2 F_1 + k_3^2 F_1 + \ldots k_n F_1$$

$$F_1 = \frac{F}{1 + k_2^2 + k_3^2 + \ldots k_n^2}; \quad F_2 = k_2^2 F_1; \quad F_n = k_n F_1. \tag{7.36}$$

7.4.9. **Arcurile elicoidale cilindrice cu spire de secțiune dreptunghiulară** (fig. 7.7) se utilizează la sarcini mari cînd se cere rigiditate mare și gabarit radial redus. Prezintă neajunsul că au un coeficient de utilizare specific redus din cauza reparației neuniforme a tensiunilor pe secțiunea spirei.

Indicele arcului se definește prin raportul :

$$i = \frac{D_m}{b}, \tag{7.37}$$

unde b este lungimea laturii secțiunii paralele cu axa arcului.

Indicele arcului și raportul laturilor trebuie să satisfacă relațiile :

$$i = \frac{D_m}{b} > 4 \quad \text{și} \quad \frac{b}{h} \quad \text{sau} \quad \frac{h}{b} = 1 \ldots 3.$$

Dimensionarea arcului se efectuează cu relația (7.16) :

$$M_{tc} = \frac{kF_2D_m}{2} = k_1 b^2 h \tau_a . \tag{7.38}$$

În tabelul 7.5. se indică valorile coeficienților k și k_1 în funcție de rapoartele $\frac{D_m}{b}$ și $\frac{h}{b}$.

Săgeata arcului se calculează cu relația :

$$f = \frac{FD_m^2 n}{4GI_p}, \tag{7.39}$$

unde I_p este momentul de inerție polar.

$$I_p = k_2 b^4 \text{ (pentru } b < h) ;$$
$$I_p = k_2 h^4 \text{ (pentru } b > h).$$

Valoarea lui k_2 este indicată în tabelul 7.5, *b*.

Tabelul 7.5, a

Coeficientul k pentru determinarea tensiunii tangențiale în arcuri elicoidale cilindrice, de secțiune dreptunghiulară

$\frac{h}{b}$ \ $\frac{D_m}{b}$	4	5	6	7	8
0,33	1,28	1,22	1,18	1,16	1,14
0,5	1,23	1,19	1,16	1,13	1,12
1	1,14	1,11	1,09	1,08	1,07
1,5	1,10	1,08	1,07	1,06	1,05
2	1,05	1,04	1,03	1,03	1,02
3	1,05	1,04	1,03	1,03	1,02

Tabelul 7.5, b

Coeficientul k_1 și k_2 pentru calculul modulului de rezistență și al momentului de inerție polar

$\frac{h}{b}$	0,33	0,5	1	1,5	2	
k_1	0,107	0,155	0,208	0,231	0,246	0,267
k_2	—	—	0,180	0,375	0,582	1

Tabelul 7.6

Schema de calcul a unui arc elicoidal de compresiune de secțiune circulară

Se dau următoarele date de bază:

Sarcina de lucru F_2; săgeata de lucru f_2; sarcina de montaj F_1; material; număr de oscilații; grad de importanță; forma secțiunii transversale a spirelor active și de capăt.

Nr. crt.	Parametrii principali	Simbol	Relație
1	Indicele arcului	i	i=4 ... 12 (se admite constructiv)
2	Gradul de asimetrie	R	$R=\frac{F_1}{F_2}$
3	Coeficienții de formă, durată și importanță	$K\ K_1\ K_2$	STAS 7067-64
4	Rezistența admisibilă	τ_a [N/mm²]	STAS 7067-64
5	Diametrul barei de arc	d [mm]	$d=\sqrt{\frac{8KF_2i}{\pi K_1K_2\tau_a}}$
6	Diametrul mediu al arcului	D_m [mm]	$D_m=id$
	Date suplimentare		
7	Modulul de elasticitate	G [N/mm²]	Se ia în funcție de material (vezi STAS 7067-64)
8	Numărul de spire active	n	$n=\frac{Gd^4f_2}{8D_m^3F_2}$
9	Numărul de spire de reazem	n_r	n_r=1,5 (pt. $n<7$) n_r=1,5 ... 3,5 (pt. $n>7$)
10	Unghiul elicei	α (grade)	$\operatorname{tg}\alpha=\frac{t}{\pi D_m}$ (se recomandă: α=6 ... 9°)
11	Pasul arcului	t [mm]	$t=\pi D_m \operatorname{tg}\alpha$
12	Înălțimea în stare liberă	H_0 [mm]	$H_0=tn+(n_r-0{,}5)\,d$ vezi și tabelul 7.4

Tabelul 7.6 (continuare)

Nr. crt.	Parametrii principali	Simbolul	Relație
13	Înălțimea la blocare	H_b [mm]	$H_b=(n+n_r)\,d$
14	Sarcina de încercare	F_3 [N]	$F_3=\frac{\pi d^3 \tau_a}{8D_m}$
15	Săgeata de montaj	f_1 [mm]	$f_1=\frac{8D_m^3 n}{Gd^4}F_1$
16	Săgeata de lucru	f_2 [mm]	$f_2=\frac{8D_m^3 n}{Gd^4}F_2$
17	Înălțimea de încercare	H_3 [mm]	$H_3=H_b+(0{,}12\ldots 0{,}15)nd$
18	Lungimea desfășurată	l [mm]	$l=\frac{\pi D_m (n+n_r)}{\cos\alpha}$

Tensiunea maximă se calculează cu relația (7.38) :

$$\tau_{max}=\frac{kF_3D_m}{2W_p},$$

unde :

$$\left.\begin{aligned} W_p&=k_1b^2h \text{ (pentru } b<h)\\ W_p&=k_1bh^2 \text{ (pentru } b>h)\end{aligned}\right\}. \qquad (7.40)$$

7.4.10. **Arcurile elicoidale conice și paraboloidale** se folosesc ca arcuri de compresiune, avînd spira de secțiune circulară sau dreptunghiulară. Caracteristica acestor arcuri este curbă crescătoare, adică cu creșterea sarcinii, arcul devine mai rigid. Aceasta se datorește faptului că la sarcini mici se deformează spirele de diametru mare și cu creșterea sarcinii încep să se deformeze spirele de diametru mai mic.

Arcurile elicoidale conice se utilizează ca arcuri tampon la vagoane, poduri rulante etc., deoarece avînd o rigiditate variabilă crescătoare, aceste arcuri au o bună comportare la preluarea energiei cu șoc și micșorează pericolul vibrațiilor de rezonanță.

Arcurile paraboloidale se utilizează în lucrări de tapiserie, tot din cauza caracteristicii lor crescătoare.

7.4.11. Pentru **sistematizarea calculului arcurilor elicoidale**, în tabelul 7.6 se prezintă o schemă de calcul a acestor arcuri.

7.5. ARCURI INELARE

7.5.1. **Descriere. Domeniu de utilizare.** Arcurile inelare sînt formate din inele care se ating (se reazemă) pe suprafețe dublu tronconice (fig. 7.8, *a*) sau mai nou tronconice — fig. 7.8, *b*).

Sub acțiunea unei forțe axiale, se produc în inele tensiuni de întindere și compresiune. Totodată se produc frecări între inele, ceea ce are ca urmare o capacitate mare de amortizare a acestor arcuri (ceea ce rezultă și din caracteristica acestor arcuri — vezi fig. 7.2). Dacă inelele interioare se execută secționate (cu fantă), atunci la închiderea fantei caracteristica se modifică brusc. Pentru evitarea blocării, $\alpha = 14 \ldots 17°$.

Datorită capacității lor mari de amortizare, arcurile inelare se folosesc la tampoanele vagoanelor în locul arcurilor elicoidale conice.

7.5.2. **Calculul arcurilor inelare** (fig. 7.9). Sub acțiunea forței axiale F se produc presiuni între inele, a căror rezultantă radială în cazul unui inel cu o suprafață de contact (vezi și relația 5.2) este (fig. 7.9, *a*) :

$$Q = \frac{F}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}. \tag{7.41}$$

Presiunea ce acționează între inele este :

$$p = \frac{Q}{2\pi R_m \frac{h}{2}} = \frac{Q}{\pi R_m h}. \tag{7.42}$$

Aplicînd inelelor relația de calcul pentru vase cilindrice cu pereți subțiri rezultă :

$$s_e = \frac{pR_m}{\sigma_e}; \quad s_i = \frac{pR_m}{\sigma_i}, \tag{7.43}$$

sau

$$pR_m = \sigma_e s_e = \sigma_i s_i,$$

unde R_m este raza medie a suprafeței de contact.

Celelalte simboluri rezultă din figura 7.9, *b*.

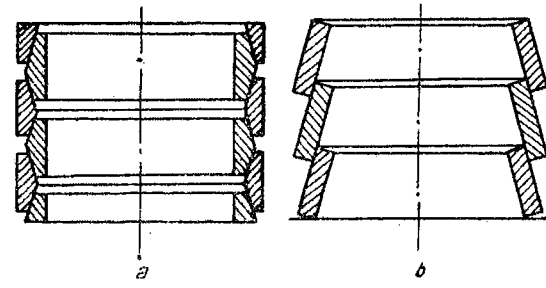


Fig. 7.8.

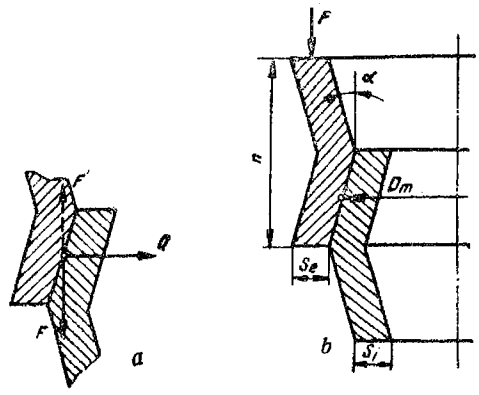


Fig. 7.9.

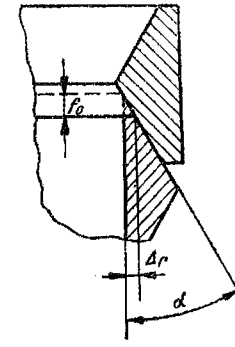


Fig. 7.10.

Ţinînd seama că inelele interioare sînt solicitate la compresiune (tensiune mai puţin periculoasă), se admite :

$$\frac{\sigma_i}{\sigma_e} = 1{,}3.$$

Pentru a asigura arcului o stabilitate bună se ia :

$$h = (0{,}15 \ldots 0{,}2)D_m, \text{ sau } h = (3 \ldots 5)s.$$

Din relaţiile (7.42) şi (7.43) rezultă :

$$pR_m = \frac{Q}{\pi h} = s_e\sigma_e = s_i\sigma_i . \tag{7.44}$$

Capacitatea portantă a arcului este (relaţia 7.41 şi 7.44) :

$$F = \pi A_e \sigma_{at} \operatorname{tg}(\beta+\varphi) = \pi A_i \sigma_{ac} \operatorname{tg}(\alpha+\varphi), \tag{7.45}$$

relaţie care permite calculul secţiunii A_e respectiv A_i, din care utilizînd relaţia (7.44), se poate determina s_e şi respectiv s_i.

7.5.3. **Deformaţia radială a arcului** este suma deformaţiilor radiale ale celor două inele conjugate (fig. 7.10) :

$$\Delta R = \Delta R_e + \Delta R_i = \frac{R_e\sigma_e}{E} + \frac{R_i\sigma_i}{E}, \tag{7.46}$$

unde

$$R_e = R_m + \frac{s_e}{2}; \quad R_i = R_m - \frac{s_i}{2}.$$

Din figura 7.10 se vede că :

$$\Delta R = f_0 \operatorname{tg}\alpha, \tag{7.47}$$

unde f_0 este săgeata corespunzătoare alunecării unei suprafeţe de contact.

Compunînd relațiile (7.46) și (7.47) rezultă:

$$f_0 \operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{E}(\sigma_e R_e + \sigma_i R_i),$$

sau

$$f_0 = \frac{\sigma_e R_e + \sigma_i R_i}{E \operatorname{tg}\alpha}. \tag{7.48}$$

Săgeata totală este: $f = f_0(z-1)$,

sau

$$f = \frac{(z-1)F}{2\pi E \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha+\varphi)}\left(\frac{D_e}{A_e} + \frac{D_i}{A_i}\right). \tag{7.49}$$

Înălțimea arcului în stare liberă este:

$$H_0 \approx \frac{h(z-1)}{2} + f. \tag{7.50}$$

7.5.4. Lucrul mecanic de deformație este:

$$L = \frac{Ff}{2} = \frac{(z-1)F^2}{4\pi E \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha+\varphi)}\left(\frac{D_e}{A_e} + \frac{D_i}{A_i}\right). \tag{7.51}$$

Înlocuind în relația (7.51)
— forța F din relația (7.45);
— volumul inelelor V:

$$V_e = \frac{z-1}{2}\pi D_e A_e; \quad V_i = \frac{z-1}{2}\pi D_i h_i;$$

$$\frac{A_e}{A_i} = \frac{s_e}{s_i} = \frac{\sigma_i}{\sigma_e},$$

rezultă:

$$L = \frac{\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot \frac{\sigma_e^2 V_e + \sigma_i^2 V_i}{2E}. \tag{7.52}$$

În cazul cînd inelele interioare și exterioare au aceeași secțiune ($A_e = A_i$), $\sigma_i = \sigma_e = \sigma_a$ și notînd $V = V_i + V_e$, relația (7.52) devine:

$$L = \frac{\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)}{\operatorname{tg}\alpha} \frac{\sigma_a^2 V}{2E} \tag{7.53}$$

și ca urmare coeficientul de utilizare specific este:

$$k_f = \frac{\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)}{\operatorname{tg}\alpha}. \tag{7.54}$$

Se vede că din punctul de vedere al utilizării materialului arcul inelar este foarte avantajos, coeficientul său specific de utilizare fiind supraunitar.

7.6. ARCURI-DISC

Arcurile-disc constau dintr-o serie de perechi de discuri elastice suprapuse prin centrare cu un dorn central (fig. 7.11). Sub acțiunea unei forțe axiale marginile exterioare ale discurilor sînt supuse la întindere iar cele interioare la compresiune. Totodată se produc și tensiuni de încovoiere.

Caracteristica arcurilor disc este curbă, depinzînd de unghiul discului.

Arcurile-disc prezintă avantajul unui gabarit foarte redus și a unor capacități portante mari.

Relațiile pentru calculul tensiunilor și a deformației fiind complicate se utilizează de obicei diagrame și tabele de calcul.

Se admit următoarele mărimi geometrice: $\beta = 2 \ldots 6°$; $h = 0{,}6 \ldots 9$ mm; $s = 1 \ldots 2$ mm.

Săgeata arcului este:

$$f \approx \alpha \frac{r_e^2}{s^3} F = \frac{\alpha}{\gamma} \frac{r_e^2}{s} \sigma \cdot \text{[mm]} \qquad (7.55)$$

Tensiunea din arc este:

$$\sigma \approx \gamma \frac{F}{s^2} \leqslant \sigma_a; \quad \sigma_a \approx 1\,500 \text{ N/mm}^2. \qquad (7.56)$$

Lucrul mecanic de deformare este:

$$L = \frac{1}{2} \frac{\alpha}{\gamma} r_e^2 s \sigma \cdot \text{[N mm]} \qquad (7.57)$$

În tabelul 7.7. se indică valorile coeficienților α și γ în funcție de raportul r_e/r_i.

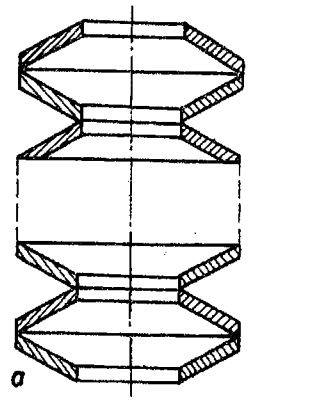


Fig. 7.11.

Tabelul 7.7

Coeficienții de calcul α și γ

$\frac{r_e}{r_i}$	α	γ
1,2	0,291	1,040
2,0	0,690	1,380
3,0	0,774	1,740
4,0	0,775	2,070
5,0	0,760	2,380

ARCURI DE CAUCIUC

Arcurile de cauciuc lucrează la compresiune, forfecare sau întindere (mai rar), fiind utilizate în principal pentru amortizarea de șocuri și vibrații. Ele s-au răspîndit foarte mult datorită următoarelor avantaje: construcție simplă, cauciucul putîndu-se combina prin vulcanizare cu piese metalice și un coeficient de utilizare gravimetric mare (vezi tabelul 7.2). Cauciucul natural prezintă însă neajunsul că îmbătrînește la lumină, căldură și mediu acid și se umflă în contact cu produse petroliere, iar cel sintetic are calități elastice mai slabe.

Caracteristica arcului de cauciuc este diferită în funcție de solicitare. În figura 7.12 sînt prezentate caracteristicile unui arc de cauciuc vulcanizat între două plăci metalice, solicitat la compresiune, întindere și forfecare.

Relațiile de calcul ale arcurilor de cauciuc de compresiune (întindere) sînt următoarele:

$$F = A\sigma;\ f = \frac{Fl}{E_m A} = \frac{\sigma l}{E_m};\ L = \int F\,\mathrm{d}f. \tag{7.58}$$

Relațiile de calcul pentru arcurile de forfecare sînt:

$$\left.\begin{aligned} F &= A\tau;\ f = h\gamma = \frac{hF}{AG} = \frac{h\tau}{G};\\ L &= \frac{Ff}{2} = \frac{A\tau^2 h}{2G} = \frac{V\tau^2}{2G}. \end{aligned}\right\} \tag{7.59}$$

În aceste relații, E_m este modulul de elasticitate mediu în domeniul de încărcare respectiv, deoarece arcul de cauciuc are o caracteristică curbă (fig. 7.13).

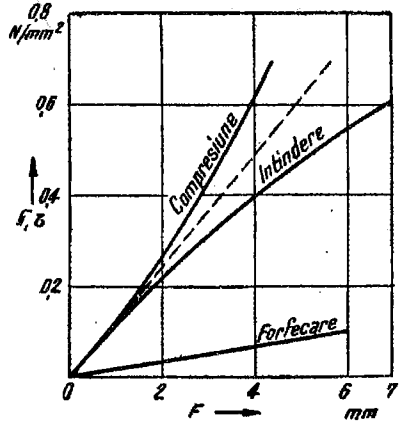


Fig. 7.12.

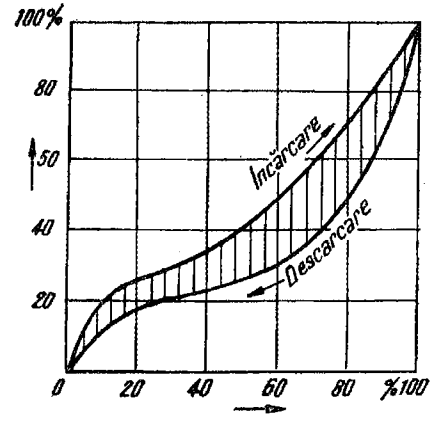


Fig. 7.13.

Tabelul 7.8

Rezistențele admisibile ale arcurilor de cauciuc [N/mm²]

Încărcare	σ_{at}	σ_{at}	τ_a
Static	1...2	3...5	1...2
Șoc (rar)	1...1,5	2,5...4	1...2
Oboseală	0,5...1	1...1,5	0,3...0,5

În tabelul 7.8. se indică rezistențele admisibile ale arcurilor de cauciuc. Caracteristicile mecanice depind de tehnologia cauciucului și în special cu conținutul de funingine și variază în limite largi. Astfel cauciucul moale are următoarele caracteristici: rezistența de rupere statică $\sigma_r = 17{,}5 \ldots 27$ N/mm² la o alungire specifică de 400 ... 800%; rezistența de rupere statică a zonei vulcanizate cauciuc → metal — $\sigma_r = 3$ N/mm²; la oboseală — $\sigma_{-1t} = 0{,}4$ N/mm²; modulul de elasticitate la compresiune — $E_c \approx 2 \ldots 10$ N/mm²; modul de elasticitate transversal — $G = 0{,}3 \ldots 1{,}2$ N/mm².

7.8. ARCURI SPIRALE

Arcurile spirale sînt arcuri plane formate dintr-o panglică de oțel de arc de secțiune dreptunghiulară (de obicei) răsucită în formă de spirală (fig. 7.14). Ele se montează prin încastrarea capătului interior și fixarea prin articulație sau încastrare a capătului exterior. Arcurile spirale se folosesc pentru momente mici și deformații unghiulare foarte mari și pentru acumulare de lucru mecanic. Arcurile spirale se calculează la încovoiere introducîndu-se un coeficient ce ține seama că arcul este o bară curbă:

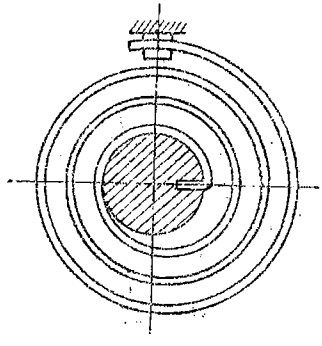


Fig. 7.14.

$$\sigma_{max} = k\frac{6M_i}{6h^2} \leqslant \sigma_{at}; \quad \sigma_{at} = (600 \ldots 1\,000)\ \text{N/mm}^2 \qquad (7.60)$$

Unghiul de răsucire este:

$$\varphi = \frac{M_i l}{EI} = \frac{M_t l}{EI}. \qquad (7.61)$$

Cu relația (7.61) se poate calcula lungimea necesară a arcului atunci cînd se impune mărimea lucrului mecanic de înmagazinat:

$$L = \frac{M^2 l}{2EI}.$$

În aceste relații :

l este lungimea totală a arcului ;

I — momentul de inerție al secțiunii arcului $I=\frac{bh^3}{12}$.

7.9. ARCURI ELICOIDALE DE RĂSUCIRE

7.9.1. **Descriere. Domeniul de utilizare.** Din punct de vedere constructiv, arcurile elicoidale de răsucire sînt asemănătoare cu arcurile elicoidale de tracțiune. Fixarea capetelor arcului se realizează prin îndoirea spirelor și introducerea lor în locașuri practicate în piesele cu care se asamblează. În figura 7.15 se prezintă modul de reprezentare în desene a arcurilor elicoidale de răsucire.

Arcurile elicoidale de răsucire se folosesc ca și arcurile spirale în scopul înmagazinării și redării lucrului mecanic sub formă de cuplu de torsiune precum și ca arc de amortizare de vibrații și șocuri torsionale.

7.9.2. **Calculul arcurilor de răsucire.** Vectorul momentului de răsucire $\bar{M}$ ce acționează asupra arcului se poate descompune într-un moment M_x într-o secțiune normală a unei spire (fig. 7.16) :

$$M_x = M\cos\alpha = M_{ts} \tag{7.62}$$

și într-un moment M_y perpendicular pe primul :

$$M_y = M\sin\alpha = M_{fs}\ . \tag{7.63}$$

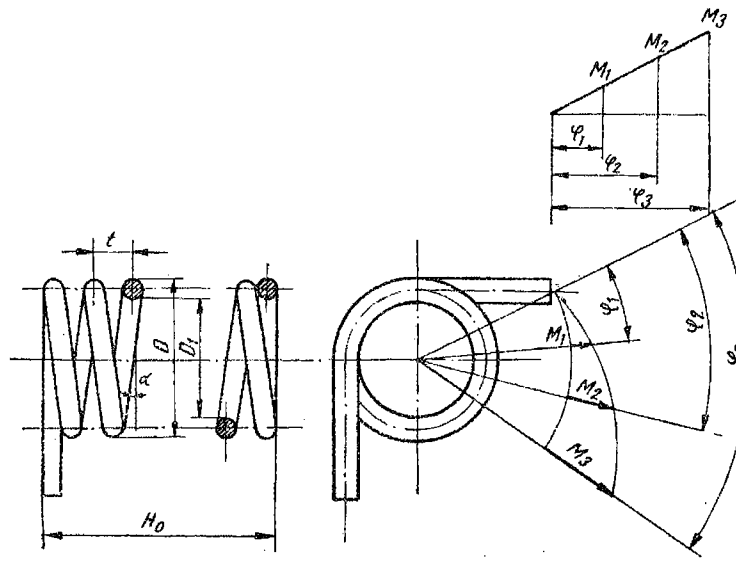


Fig. 7.15

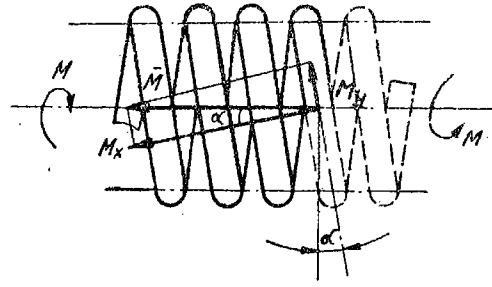


Fig. 7.16.

Deoarece α este mic ($\alpha \leqslant 15°$) se neglijează influența momentului M_{ts} și se consideră numai acțiunea momentului încovoietor $M_{ts} = M$, introducîndu-se un coeficient de corecție k. Ca urmare, momentul încovoietor de calcul este:

$$M_{ic} = kM_i = kM_t = W\sigma_i, \tag{7.64}$$

unde W este modulul de rezistență al secțiunii spirei. Valoarea lui k se determină cu următoarea relație, pentru spire de secțiune circulară:

$$k = \frac{4i-1}{4(i-1)} \quad \left(= \frac{D_m}{d} \right). \tag{7.65}$$

Unghiul de rotire (deformația unghiulară) este:

$$\varphi = \frac{M_t l}{EJ} = \frac{M_t \pi D_m n}{EJ}. \tag{7.66}$$

Lucrul mecanic de deformație al arcului cu spire de secțiune circulară este:

$$L = \frac{M_t \varphi}{2} = \frac{1}{2} \frac{W^2 \sigma_{al}^2 l}{EI} = \frac{1}{2} \frac{V \sigma_{al}^2}{2EI}. \tag{7.67}$$

Ca urmare coeficientul de utilizare specific este $k_f = 0{,}25$.

7.10. ARCURI BARĂ DE TORSIUNE

Arcurile — bară de trosiune constau din bare cilindrice, legate rigid cu un capăt de elementul fix și cu celălalt capăt de elementul de acționare (fig. 7.17).

Încărcarea arcului se realizează cu ajutorul elementului de acționare.

Arcurile — bară de torsiune prezintă avantajele unei construcții simple, gabarit radial mic, însă axial mare și capacitate portantă mare. Datorită

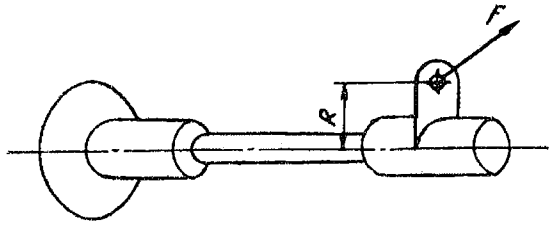


Fig. 7.17.

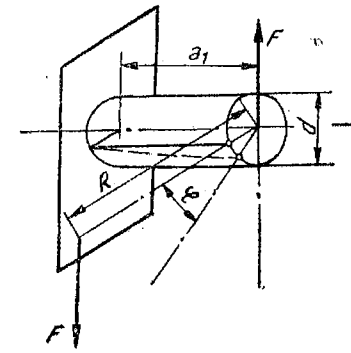


Fig. 7.18.

avantajelor enumerate arcurile — bară de torsiune se utilizează la suspensia unor vehicule, ca dispozitive dinamometrice, ca dispozitive de torsionare în circuite închise de forță etc.

Arcul încărcîndu-se cu forța F la brațul R, forța acționînd la distanța a_1 de reazem, bara este supusă la torsiune și încovoiere (fig. 7.18). Deoarece $a_1 \ll R$ solicitarea de încovoiere se neglijează și se calculează arcul numai la torsiune:

$$M_t = FR = \frac{\pi d^3}{16}\tau. \tag{7.68}$$

Unghiul de răsucire se calculează cu relația:

$$\varphi = \frac{M_t l}{GI_p} = \frac{2\tau_a l}{Gd}. \tag{7.69}$$

Lucrul mecanic de deformație este:

$$L = \frac{M_t \varphi}{2} = \frac{1}{2}\,\frac{\pi d^2}{4} l \frac{\tau_a^2}{2G} = \frac{1}{2} V \frac{\tau_a^2}{2G}, \tag{7.70}$$

coeficientul său de utilizare specific fiind $k_f = 0{,}5$.

7.11. ARCURI ÎN FOI

7.11.1. **Descriere. Clasificare.** Arcurile în foi constau din una sau mai multe lamele metalice suprapuse supuse la încovoiere. Arcurile alcătuite dintr-o lamelă se numesc arcuri lamelare, iar cele din mai multe lamele se numesc arcuri în foi.

Tabelul 7.9

Clasificarea arcurilor în foi

- Arcuri în foi
  - Lamelare
    - Încastrate
    - Rezemate
    - De formă specială
  - În foi
    - După formă
      - în consolă
      - deschise
      - închise
    - După rigiditate
      - constantă
      - progresivă
    - După modul de rezemare
      - cu ochi (articulat)
      - cu sanie (rezemat liber)
      - cu ochi şi sanie

În tabelul 7.9 se prezintă o clasificare a arcurilor în foi, iar în figura 7.19 sînt prezentate diferite variante de arcuri în foi şi lamelare.

7.11.2. **Arcurile lamelare** sînt formate dintr-o lamă de oţel (de obicei) încastrată la un capăt. Ele pot avea formă dreptunghiulară, triunghiulară sau trapezoidală cît şi diverse forme speciale (fig. 7.19, *c*).

Arcul lamelar dreptunghiular (fig. 7.20, *a*) este supus la un moment încovoietor :

$$M_i = Fl = \frac{bh^2}{6}\sigma_i. \qquad (7.71)$$

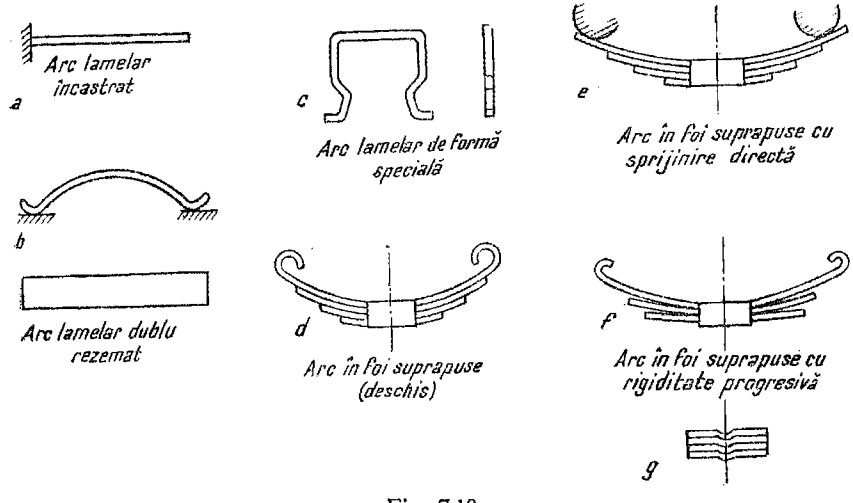


Fig. 7.19.

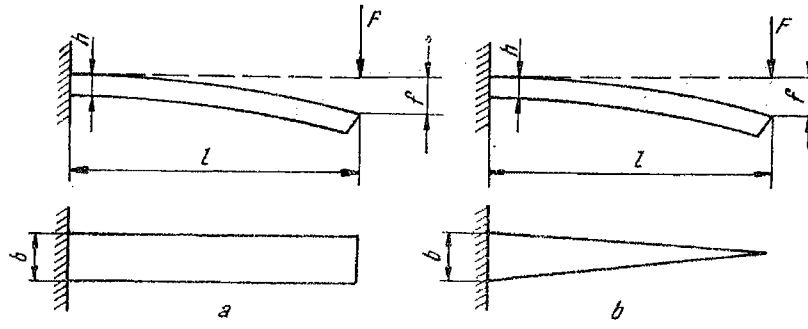


Fig. 7.20.

Forța maximă ce o poate prelua arcul este :

$$F_{max}=\frac{bh^2}{6l}\sigma_{al}. \tag{7.72}$$

Săgeata arcului este :

$$f=\frac{Fl^3}{3EJ}=\frac{4Fl^3}{Ebh^3}, \tag{7.73}$$

sau

$$f_{max}=\frac{Fll^2}{3EW\frac{h}{2}}=\frac{2\sigma_a l^2}{3Eh}. \tag{7.74}$$

b) *Arcul lamelar triunghiular* (fig. 7.20, *b*). În timp ce relația de dimensionare este aceeași ca la arcul dreptunghiular (relațiile 7.71 și 7.72), arcul triunghiular fiind un solid de egală rezistență, săgeata sa este :

$$f=\frac{Fl^3}{2EI}=\frac{6Fl^3}{Ebh^3}, \tag{7.75}$$

sau

$$f_{max}=\frac{\sigma_a l^2}{Eh}. \tag{7.76}$$

Ca urmare, la aceleași dimensiuni și încărcări arcul triunghiular are o săgeată mai mare (este mai elastic).

11.3. **Arcul în foi** este format din mai multe lamele (foi) așezate unele peste altele și strînse cu legătura de arc (bridă — fig. 7.21). Foaia (foile) superioară de lungime *l* se numește foaie principală.

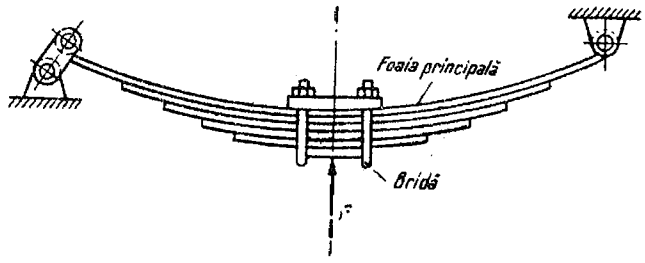


Fig. 7.21.

Arcul în foi poate fi cu ochi de prindere (fig. 7.19, *d*), cu sprijinire directă (fig. 7.19, *e*), cu un singur braț etc. Cîteodată se utilizează și arcuri în foi cu rigiditate progresivă (fig. 7.19, *f*).

Din punctul de vedere al calculului, arcul în foi poate fi considerat ca un arc lamelar triunghiular tăiat în *z* fășii de lățime *b* reducîndu-se astfel lățimea arcului (fig. 7.22).

Pentru a asigura contactul între foi astfel ca toate să fie portante, ele se execută cu o curbură inițială, raza de curbură fiind mai mare la foaia principală și scăzînd spre foile mai scurte (fig. 7.23). Operația de curbare a foilor de arc se numește șprenguire. Arcurile în foi prezintă următoarele avantaje: dimensiuni de gabarit reduse și capacitate mare de amortizare a vibrațiilor în principal datorită frecării dintre foi. Ele prezintă dezavantajul că datorită frecării dintre foi amortizarea nu are loc decît la sarcini relativ mari cînd sînt învinse forțele de frecare dintre foi.

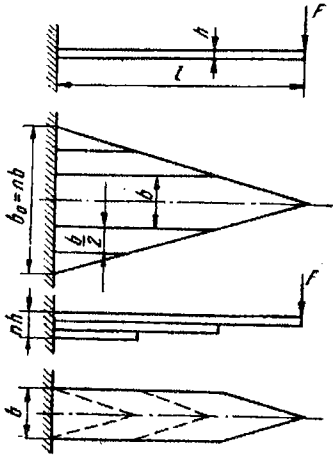


Fig. 7.22.

Fig. 7.23

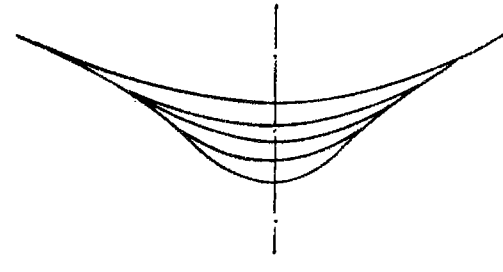
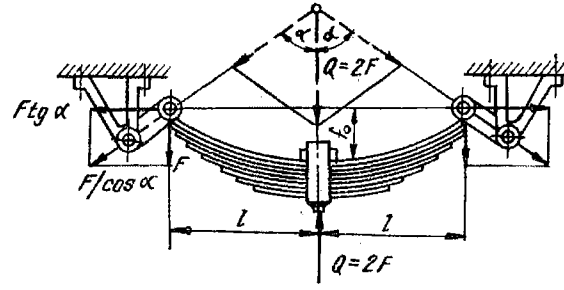


Fig. 7.24.



Arcurile în foi se folosesc la suspensia vehiculelor, la site vibratoare etc. Ele se execută din bare de secțiune dreptunghiulară, avînd de obicei o nervură pentru a împiedica deplasarea lor transversală (fig. 7.19, *g*).

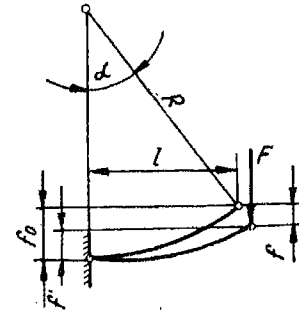
Calculul arcurilor în foi se execută considerînd arcul cu săgeata inițială f_0 încărcat în dreptul bridei cu o forță Q (fig. 7.24). Capetele arcului fiind legate oblic forțele F și $F\,\mathrm{tg}\,\alpha$ vor produce solicitări de încovoiere, forfecare și întindere. Neglijînd solicitările de forfecare și întindere care sînt reduse, admițînd că toate foile lucrează împreună și introducînd un coeficient k care ține seama de aceste solicitări cît și de faptul că arcul în foi diferă de arcul triunghiular, fiind o figură în trepte ($k=0{,}8\ldots1$) se poate scrie condiția de rezistență a arcului la încovoiere (pentru secțiunea centrală cea mai solicitată):

$$M_i=k(Fl+Ff_0\,\mathrm{tg}\,\alpha)=\frac{nbh^2\sigma_i}{6}, \qquad (7.77)$$

relație care permite calculul numărului de foi respectiv tensiunea maximă. Rezistența admisibilă a arcului în foi depinde de material și tehnologie admițîndu-se în limitele $\sigma_{ai}=400\ldots600$ N/mm².

Deformația arcului se calculează admițîndu-se că foile se curbează inițial după un arc de cerc de rază R (fig. 7.25).

Fig. 7.25.



Săgeata se calculează cu relația (7.76) corespunzătoare arcului lamelar triunghiular :

$$f=\frac{l^2\sigma_l}{Eh}=\frac{6kFl^2(l+f'\operatorname{tg}\alpha)}{Enah^3}. \tag{7.78}$$

Calculul săgeții se face prin aproximări succesive, admițînd într-o primă aproximație $f'=f_0$. Unghiul α se calculează pe baza relațiilor geometrice corespunzătoare figurii 7.25 :

$$f_0=R-l\operatorname{cotg}\alpha\approx\frac{l}{\sin\alpha}-l\frac{\cos\alpha}{\sin\alpha}=l\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}, \tag{7.79}$$

relație care permite calculul unghiului α.

TRANSMISII

A. DEFINIȚIE, CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Transmisiile mecanice sînt mecanisme care se folosesc pentru transmiterea energiei, de obicei prin modificarea vitezelor unghiulare și, prin urmare, a forțelor și momentelor, iar cîteodată cu modificarea felului sau a legii mișcării.

În afara transmisiilor mecanice se întîlnesc și alte tipuri de transmisii: electrice, hidraulice, pneumatice etc.

Transmisiile mecanice prezintă o mare importanță în construcția de mașini. La începutul dezvoltării mașinismului și pînă în primele decenii ale veacului al XX-lea se utilizau cu precădere transmisiile prin curele, care transmiteau energia la diferite mașini de lucru de la un motor central. Astăzi există o tendință generală de utilizare a motoarelor și a transmisiilor individuale. Mai mult chiar, unele mașini cu mecanisme multiple au mai multe motoare care deservesc diversele mecanisme ale mașinii (avioane, mașini-unelte etc.).

Transmisiile mecanice se utilizează în următoarele cazuri:

1) Cînd se cer la mașina de lucru momente mai mari decît cele la arborele motorului. Se știe că gabaritele motoarelor sînt cu atît mai mici, cu cît la aceeași putere au viteze unghiulare mai mari. Cînd sarcina de lucru necesită momente mari, se impune utilizarea unei transmisii reductoare între motor și mașina de lucru, care asigură momente mărite la arborele mașinii de lucru.

2) Pentru realizarea unei viteze unghiulare impuse la arborele mașinii de lucru, deoarece motoarele standardizate se construiesc cu o gamă limitată de viteze unghiulare (îndeosebi motoarele electrice asincrone).

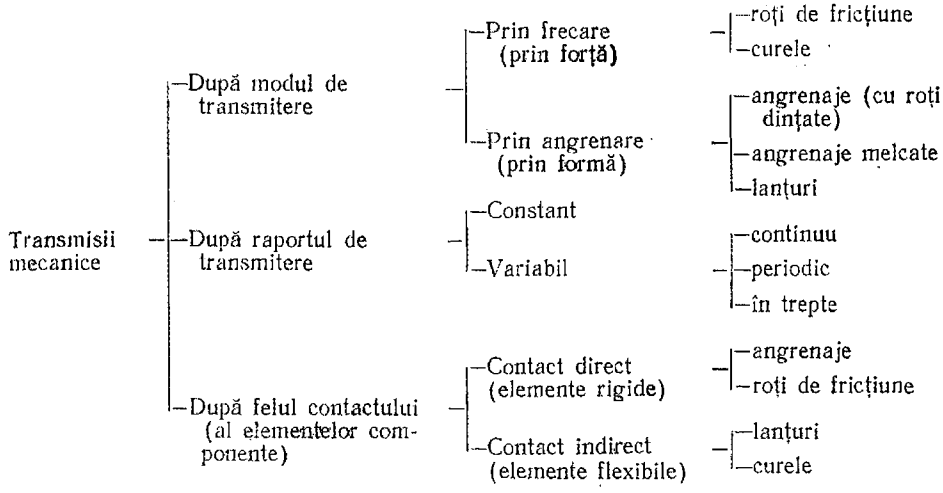
3) Cînd se cere varierea vitezei unghiulare ceea ce de obicei nu este realizabil la motor.

4) Pentru realizarea legii sau a felului de mișcare necesare mașinii de lucru, de exemplu mișcări intermitente (mecanisme cu came), transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație sau invers (angrenaje cu cremalieră, mecanisme cu elemente articulate) etc.

5) Cînd din motive constructive sau de exploatare nu se poate realiza o cuplare directă.

Tabelul 8.1

Clasificarea transmisiilor mecanice



6) Cînd un motor pune în mișcare mai multe mecanisme.

7) Cînd axele motorului și ale mașinii de lucru nu sînt coaxiale.

Transmisiile mecanice pot transmite mișcarea datorită formei pieselor în contact (*prin formă*) sau datorită forței de frecare (*prin forță*). Ele pot fi cu elemente rigide (*contact direct*) sau flexibile (*contact indirect*); raportul de transmitere poate fi constant sau variabil. În funcție de criteriile amintite în tabelul 8.1 se indică o clasificare a transmisiilor mecanice.

În afara transmisiilor mecanice prezentate în tabelul 8.1, în înțeles mai larg, fac parte și alte transmisii mecanice: transmisii cu elemente articulate și transmisii cu came.

În cazul transmisiilor cu raport de transmitere variabil, acesta poate fi variat *în trepte, continuu sau periodic*. Pentru varierea raportului de transmitere în trepte se utilizează cutii de viteze (cu precădere) sau roți dințate de schimb, transmisii prin curele cu roți etajate sau de schimb și transmisii combinate. Transmisiile combinate pot conține combinații de transmisii în trepte (prin angrenare) cu transmisii prin frecare (variatoare), combinații de transmisii mecanice (cutii de viteze) cu motoare electrice asincrone cu număr variabil de poli, cu turbotransformatoare etc.

Transmisiile prin curele permit varierea vitezei unghiulare prin folosirea de roți etajate sau roți de schimb. Ele prezintă avantajele unui mers liniștit, cost redus și nu impun condiții de înaltă precizie pentru execuția arborilor, lagărelor și a montajului. În schimb au gabarit mare, nu pot fi folosite în lanțuri cinematice divizoare (din cauza alunecării), au durabilitatea redusă, iar automatizarea comenzii este foarte dificilă.

Pentru varierea continuă a raportului de transmitere se utilizează variatoare (cu precădere) și transmisii combinate de variatoare sau reductoare,

Tabelul 8.2

Comparație între principalele tipuri de transmisii mecanice

Caracteristici \ Tipuri	Angrenaje cilindrice și conice	Angrenaje melcate	Transmisii prin lanțuri	Roți de fricțiune și variatoare	Transmisii prin curele
Avantaje	Gamă foarte mare de puteri și viteze Gabarit mic Siguranță mare Durabilitate mare Raport de transmitere riguros constant Încărcări mici pe arbori Randament foarte mare (99%)	Raport de transmitere mare într-o treaptă Mers silențios Posibilitate de autofrînare	Gamă mare de distanțe între axe Raport de transmitere fără alunecare Gabarit mai mic decît la transmisii prin curele Încărcări mici pe arbore Permite transmiterea puterii la mai mulți arbori	Mers silențios Posibilitatea varierii raportului de transmitere (variatoare)	Gamă mare de distanțe între axe Mers silențios Amortizează vibrațiile Ieftine Nu necesită precizie ridicată Element de siguranță
Dezavantaje	Necesită precizii mari Zgomot	Randament scăzut Necesită materiale deficitare Necesită precizii mari	Durabilitate limitată Capacitate de transmitere limitată Zgomot, șocuri Scumpe	Încărcări mari pe arbore Alunecare Capacitate limitată Necesită dispozitive de apăsare	Gabarit mare Alunecare Încărcări mari pe arbore Capacitate limitată Durabilitate limitată
Gabarit (comparație între roți)	OLC 45 : 1 Călit : 0,6	1,4	1,5 ... 2,5	1,5 ... 3,3	5
Durabilitate	Nelimitată	Nelimitată La viteze mici, limitată de uzură	1 ... 2 ani	În ulei, nelimitată Uscat, limitată de uzură	Cureaua 1 000 ... 5 000 ore
Raport de transmitere într-o treaptă	$\frac{1}{8} \dots 8$ (limitată de gabarit)	$\frac{1}{8} \dots 80$ (putere) ... 1 000 (cinematic)	$\frac{1}{8} \dots 10$ (15)	$\frac{1}{7} \dots 15$ $G_r \leqslant 12$	$\frac{1}{5} \dots 6$ (10)
Putere limită	100 000 kW	50 (200) kW	100 (3 500) kW	20 (100) kW	100 (2 000) kW
Pierderi	0,5 ... 2% La angrenaje planetare pierderile cresc cu raportul de transmitere	10 ... 20%	3 ... 5%	5 ... 20%	5 ... 15%

cu motoare electrice de viteză unghiulară variabilă (de curent continuu sau curent alternativ cu colector) sau cu turbotransformatoare.

Transmisiile cu variere periodică a raportului de transmitere se pot realiza cu mecanisme cu elemente articulate, cu mecanisme cu came sau cu roți dințate, cît și cu combinații ale acestora.

Transmisiile se pot clasifica și din punctul de vedere al puterii transmise. Dacă transmisia se folosește pentru transmiterea de putere, i se spune *transmisie de putere,* iar dacă transmisia se utilizează numai pentru realizarea unei mișcări, puterea necesară fiind foarte redusă i se spune *transmisie cinematică.*

Ținînd seama de marea varietate a tipurilor de transmisii pentru alegerea transmisiei optime într-un caz dat, acestea se compară din diferite puncte de vedere, ca: raport de transmitere, putere, randament, gabarit, greutate, viteză, durabilitate, cost etc.

In tabelul 8.2 se prezintă o comparație între diferitele tipuri de transmisii mecanice.

B. TRANSMISII PRIN FRECARE

8. TRANSMISII PRIN ROȚI DE FRICȚIUNE

8.1. DEFINIȚIE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Transmisiile prin roți de fricțiune realizează transmiterea puterii datorită frecării dintre suprafețele în contact a două corpuri de revoluție, direct sau prin elemente intermediare rigide.

Roțile de fricțiune se clasifică, după formă, în roți de fricțiune cilindrice (cu obezi netede sau cu caneluri) utilizate pentru transmiterea mișcării între doi arbori paraleli (fig. 8.1) și roți de fricțiune conice, pentru transmiterea mișcării între doi arbori cu axe concurente (fig. 8.2).

Roțile de fricțiune se folosesc pentru transmiterea mișcării cu raport de transmitere constant (în transmisii cu roți de fricțiune) sau cu raport de transmitere variabil (în variatoare).

N o t ă. Tot ca roți de fricțiune se pot considera roțile vehiculelor, care transformă mișcarea de rotație a roții în mișcarea rectilinie a vehiculului.

Transmisiile cu roți de fricțiune prezintă următoarele avantaje: au o construcție simplă; mers silențios; permit varierea raportului de transmitere (în variatoare).

Ele prezintă însă și o serie de dezavantaje: deoarece pentru realizarea forței de frecare roțile trebuie apăsate una de cealaltă, se produc încărcări

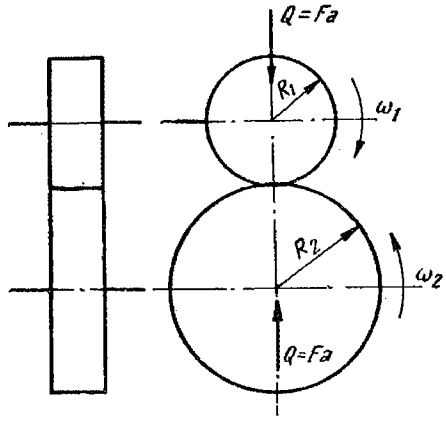


Fig. 8.1.

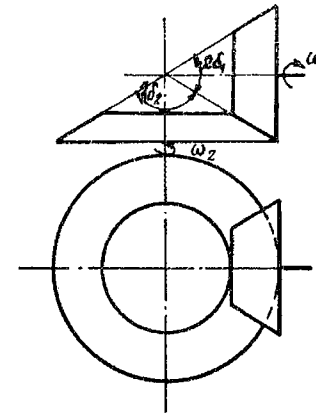


Fig. 8.2.

mari pe arbori și lagăre; puterea ce se poate transmite este relativ mică, nedepășind de obicei 20 kW; necesită dispozitive care realizează forțe de apăsare; nu se pot realiza rapoarte de transmitere riguros constante din cauza alunecării, raportul de transmitere depinzînd de încărcare.

8.2. ROȚI DE FRICȚIUNE CILINDRICE

8.2.1. **Forțele în roțile de fricțiune cilindrice.** Pentru a putea transmite o putere, respectiv o forță periferică F_t prin frecare, este necesar ca cele două roți să fie apăsate una pe alta cu o forță Q.

Condiția ca forța F_t să poată fi transmisă este ca:

$$\mu Q > F_t. \tag{8.1}$$

Pentru a asigura transmisia împotriva patinării se introduce un coeficient de siguranță împotriva patinării c, astfel că relația (8.1) devine:

$$\frac{\mu Q}{c} = F_t.$$

Forța de apăsare necesară este:

$$Q = \frac{cF_t}{\mu} = F_a. \tag{8.2}$$

In cazul roților de fricțiune cilindrice cu obezi netede forța de apăsare pe arbori este $F_a = Q$. Ea se poate realiza practic în diverse moduri. Metodele de realizare a forței pe apăsare pe arbore se împart în două categorii (în funcție de tipul forței de apăsare realizate): forță de apăsare constantă (independentă de încărcare) și variabilă (variind cu încărcarea utilă).

Forța de apăsare constantă se realizează în următoarele moduri:

a) printr-o tensiune inițială (la încărcări mici și corpuri de rulare din materiale avînd modul de elasticitate redus — piele, cauciuc, materiale plastice);

b) prin arcuri;

c) prin greutate proprie (unde e posibil);

d) printr-un dispozitiv hidraulic (la puteri mari și utilizare periodică);

e) prin utilizarea forței centrifuge.

Forța de apăsare variabilă proporțională cu forța utilă se realizează:

a) prin strîngerea realizată de piesele însești (de exemplu, forța axială din angrenaje cu roți dințate cu dinți înclinați etc.);

b) printr-un mecanism special de strîngere cu bile (fig. 10.10) sau cu filet.

La apăsare constantă randamentul scade foarte mult la sarcini mici, iar la supraîncărcări se produc rizuri și gripări. La apăsare automată, $\frac{F_t}{Q} = \frac{\mu}{c} = \text{const.}$

Deoarece sistemele de apăsare cu forță variabilă se utilizează cu precădere în variatoare, ele vor fi expuse la capitolul respectiv.

Valorile coeficienților de frecare variază în limite largi, în funcție de materialele utilizate și de condițiile de ungere. În tabelul 8.3 se indică valorile coeficienților de frecare recomandați pentru aceste tipuri de transmisii.

Coeficientul de siguranță împotriva patinării se ia $c = 1{,}2 \ldots 2$, mergînd pînă la 3 (la aparate).

8.2.2. **Alunecarea elastică la roțile de fricțiune.** Sub acțiunea forței de apăsare Q, necesară pentru a realiza transmiterea puterii, se produce o deformare a suprafețelor în contact. Totodată, transmiterea puterii se face astfel încît

Tabelul 8.3

Coeficienți de frecare la roți de fricțiune

Perechea de materiale și condițiile de frecare	μ
Oțel pe oțel, uns	0,04...0,05
Oțel pe oțel sau fontă, uscat	0,15...0,20
Oțel pe textolit sau fibră, uscat	0,20...0,25
Oțel sau fontă pe piele, uscat	0,20...0,35
Oțel pe ferodo, uscat	0,30...0,35
Oțel sau fontă pe cauciuc, uscat	0,35...0,45
Oțel pe hîrtie	0,2
Cauciuc pe hîrtie	0,4
Alamă cu suprafață riflată pe hîrtie	0,4

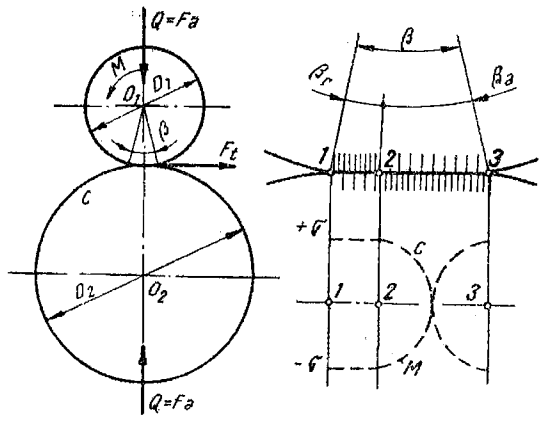


Fig. 8.3.

pe o anumită porțiune a suprafeței în contact (*1—2*, fig. 8.3), elementul condus fiind antrenat este întins, în timp ce elementul motor este comprimat. Unghiul corespunzător segmentului *1—2* se numește *unghi de repaus* β_r. Pe porțiunea *2—3* elementul motor își revine prin lungire, iar elementul condus prin contracție. Pe această porțiune are loc o alunecare între suprafețele în contact, iar unghiul care-i corespunde este *unghiul de alunecare* β_a.

Datorită acestui fenomen, raportul vitezelor unghiulare nu este riguros egal cu raportul diametrelor. Deoarece alunecarea se datorește deformării elastice a unor elemente ale transmisiilor, fenomenul se numește *alunecare elastică*.

Raportul de transmitere efectiv este :

$$i_{ef} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \tag{8.3}$$

în timp ce raportul dintre diametrele roților reprezintă raportul de transmitere teoretic :

$$i_{teor} = \frac{D_2}{D_1}. \tag{8.4}$$

Din cauza alunecării $i_{ef} > i_{teor}$, deoarece ω_2 efectiv este mai mic decît ω_2 teoretic. Introducînd noțiunea de coeficient de alunecare elastică ξ raportul de transmitere efectiv este :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)}. \tag{8.5}$$

8.2.3. **Calculul roților de fricțiune cilindrice cu obadă netedă.** Deoarece puterea se transmite între cele două roți datorită forței de frecare dezvoltată prin apăsare, pe suprafețele roților se produce o presiune de contact, care se calculează cu relația lui Hertz (1.14):

$$\sigma_k = 0{,}418\sqrt{\frac{QE}{B\rho}},$$

unde :

E este modulul de elasticitate echivalent (1.7);
B — lățimea obezii roților în contact ;
ρ — raza de curbură echivalentă (1.6);

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}, \tag{8.6}$$

(semnul plus — contact exterior, semnul minus — contact interior).

Relația (8.2) se poate scrie :

$$Q = \frac{cF_t}{\mu} = \frac{cM_{t1}}{\mu R_1} = \frac{10^6 cP_1}{\mu R_1 \omega_1} \quad [\text{N}], \tag{8.7}$$

respectiv :

$$Q = \frac{9{,}75 \cdot 10^5 cP_1}{\mu n_1 R_1} \, [\text{kgf}],$$

unde :

P_1 este puterea la arborele motor [kW];
M_{t1} — momentul la arborele motor [Nmm]; [kgfmm];
ω_1 — viteza unghiulară a arborelui motor [rad/s];
n_1 — turația arborelui motor [rot/min].

Distanța între axe este :

$$A = R_2 \pm R_1 = R_1(i \pm 1). \tag{8.8}$$

Deoarece elementul geometric care hotărește gabaritul unei transmisii este distanța între axe A, în cele ce urmează se vor exprima mărimile geometrice în funcție de această mărime.

$$R_1 = \frac{A}{i \pm 1}. \tag{8.9}$$

Înlocuind valoarea lui R_1 din relația (8.9) în (8.7) și (8.6) rezultă :

$$Q = \frac{10^6 cP_1 (i \pm 1)}{\mu A \omega_1} = 10^6 \frac{c}{\mu} \frac{P_1 (i \pm 1)}{\omega_1 A}; \tag{8.10}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} = \frac{1}{R_1}\left(1 \pm \frac{1}{i}\right) = \frac{(i \pm 1)^2}{Ai}. \tag{8.11}$$

Înlocuind aceste valori în relația lui Hertz se obține :

$$\sigma_k^2 = 0{,}418^2 \frac{10^6 cEP_1 (i \pm 1)^3}{\mu A^2 i \omega_1 B},$$

$$\left.\begin{aligned} \text{sau :} \quad \sigma_k &= \frac{418}{A} \sqrt{\frac{cEP_1 (i \pm 1)^3}{\mu i B \omega_1}}, \ [\text{N/mm}^2], \text{ respectiv} \\ \sigma_k &= \frac{412}{A} \sqrt{\frac{cEP_1 (i \pm 1)^3}{i \mu B n_1}}, \ [\text{kgf/mm}^2] \end{aligned}\right\} \tag{8.12}$$

Relația de dimensionare se obține scriind $B=\psi_A A$ și înlocuind această valoare în relația (8.12):

$$\text{In sistemul SI} - A=(i\pm1)\sqrt[3]{\frac{cEP_1}{\mu\psi_A\omega_2}\left(\frac{418}{i\sigma_{ak}}\right)^2}, \text{ [mm]};$$

$$\text{In sistemul MKfS} - A=(i\pm1)\sqrt[3]{\frac{cEP_1}{\mu\psi_A n_2}\left(\frac{412}{i\sigma_{ak}}\right)^2} \text{ [mm]}. \quad (8.13)$$

In aceste relații, valorile lui σ_{ak} se iau din tabelul 8.4, iar $\psi_A=0{,}2\ldots0{,}4$.

8.2.4. **Calculul roților de fricțiune cilindrice cu caneluri.** Din relația (8.7) se vede că forța de apăsare F_a are valori mari în raport cu forța periferică F_t (μ este relativ mic — tabelul 8.3). Aceasta are ca urmare presiuni de contact mari pe obezile roților și încărcări mari pe arbori și lagăre.

Pentru remedierea acestui neajuns se utilizează roți de fricțiune cu caneluri (fig. 8.4). Canelurile au în secțiune un profil trapezoidal, completat la fund cu un profil dreptunghiular de degajare.

Din figura 8.5 rezultă ecuația de echilibru între forța de apăsare F_a și forțele normale pe caneluri Q:

$$F_a=zQ(\mu\cos\alpha+\sin\alpha). \quad (8.14)$$

Forțele de frecare dintre caneluri realizează transmiterea momentului de torsiune:

$$F_f=\mu zQ=cF_t, \quad (8.15)$$

z fiind numărul suprafețelor de contact.

Tabelul 8.4

Rezistențe admisibile la roți de fricțiune

Materialele roților	Condiții de lucru	Duritate	σ_{ak} N/mm²	E N/mm²
Oțel pe oțel	În ulei	$HB\leqslant300$	$(2{,}3\ldots2{,}6)\,HB$ $(1{,}5\ldots1{,}7)\,\sigma_{-1}$	$2{,}1\cdot10^5$
		$HB>300$	$2{,}6\,HB$ $25\,HRC$	
	Uscat	$HB<350$	$1{,}2\ldots1{,}5\,HB$	
Fontă pe fontă	În ulei	—	$1{,}5\sigma_{rt}$	$(0{,}8\ldots1{,}1)\,10^5$
Oțel sau fontă pe textolit	Uscat	—	$50\ldots100$	$(1{,}3\ldots1{,}7)\,10^4$

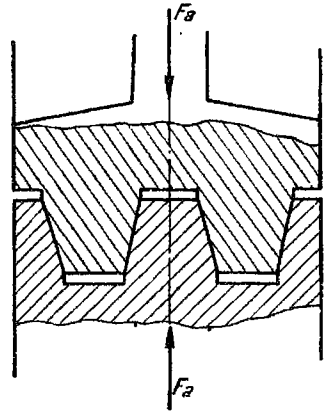


Fig. 8.4.

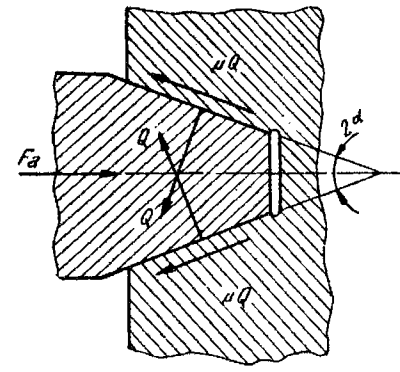


Fig. 8.5.

Ca urmare :

$$F_a = \frac{cF_t}{\mu}(\mu \cos \alpha + \sin \alpha). \tag{8.16}$$

De obicei se neglijează alunecarea radială, așa că relația (8.16) devine :

$$F_a = \frac{cF_t \sin \alpha}{\mu}. \tag{8.17}$$

Unghiul la vîrful canelurilor se ia : $2\alpha = 30°$; unghiuri mai mici ar avea ca efect reducerea forței de apăsare, dar ar apărea pericolul de înțepenire.

După cum se vede din relația (8.17), forța de apăsare este mai redusă în raport cu roțile de fricțiune cu obadă netedă, în schimb prezintă dezavantajul unei uzuri mai pronunțate, deoarece are loc o alunecare geometrică între suprafețele canelurilor în contact. Numai în zona cilindrilor de rostogolire (de diametre D_1 și D_2) alunecarea geometrică este nulă. Pentru reducerea uzurii, înălțimea canelurilor se limitează la : $h = (10 \ldots 12)$ mm sau $h = 0{,}04\, D_1$.

Calculul la presiunea de contact se execută în același mod ca și pentru roțile cu obezi netede, introducînd valoarea corespunzătoare pentru Q, ρ și B (fig. 8.6) :

$$Q = \frac{cF_t}{\mu z} = \frac{cM_{t1}}{\mu z R_1} = \frac{10^6 cP_1}{\mu z \omega_1 R_1} = \frac{10^6 cP_1 (i \pm 1)}{\mu z \omega_1 A}; \tag{8.18}$$

$$\rho_1 = \frac{R_1}{\sin \alpha}; \quad \rho_2 = \frac{R_2}{\sin \alpha}; \quad \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{(i \pm 1)^2 \sin \alpha}{Ai}. \tag{8.19}$$

$$B = \frac{h}{\cos \alpha} = \frac{0{,}04\, D_1}{\cos \alpha} = \frac{0{,}08\, A}{(i \pm 1) \cos \alpha}. \tag{8.20}$$

Fig. 8.6.

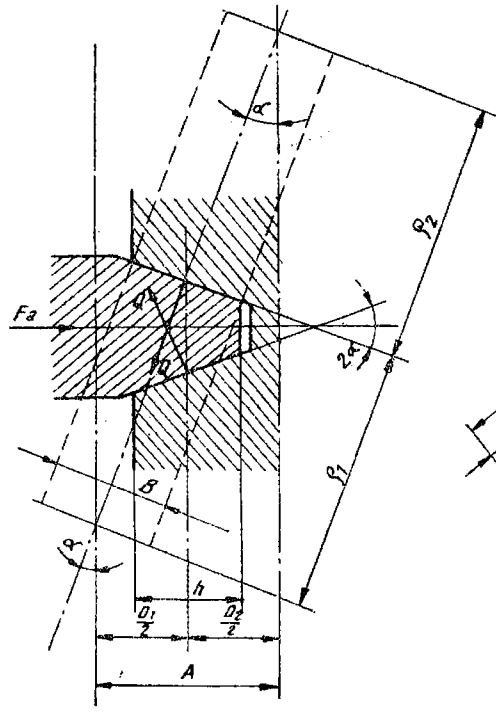
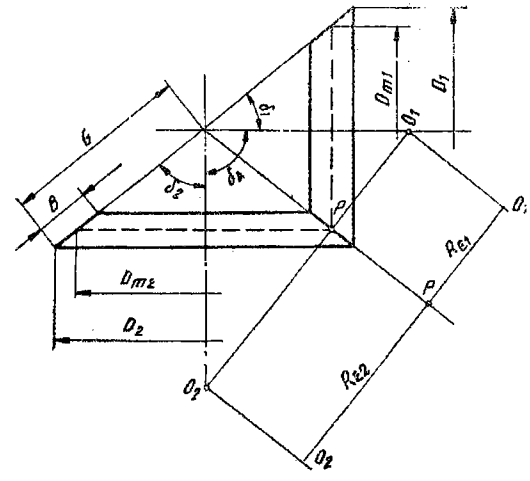


Fig. 8.7.



Introducînd aceste valori în relația lui Hertz (1.14) se obține:

$$\sigma_k = 1\,045\,(i \pm 1)^2 \sqrt{\frac{cP_1 E \sin 2\alpha}{\mu z \omega_1 i A^3}} \quad [\mathrm{N/mm^2}]. \tag{8.21}$$

8.3. ROȚI DE FRICȚIUNE CONICE

Roțile de fricțiune conice se calculează înlocuind roțile conice prin roți cilindrice echivalente (fig. 8.7).

Roțile cilindrice echivalente se caracterizează prin aceea că au aceeași rază de curbură ca și roțile conice în mijlocul suprafețelor de contact și se transmite aceeași forță periferică ($F_t = F_{te}$). In această situație se poate utiliza relația de calcul (8.12) pentru roțile cilindrice dacă se înlocuiesc în aceasta valorile corespunzătoare transmisiei echivalente $\left(A_e;\ i_e;\ \left(\frac{P}{\omega}\right)_e;\ B_e = B \right)$.

Notă: In cele ce urmează se studiază cazul transmisiilor cu roți de fricțiune conice la care $\delta_A = \frac{\pi}{2}$ (cazul cel mai frecvent).

Din figura (8.7) rezultă :

$$R_{e1}=\left(G-\frac{B}{2}\right)\operatorname{tg}\delta_1;\quad R_{e2}=\left(G-\frac{B}{2}\right)\operatorname{tg}\delta_2. \tag{8.22}$$

Raportul de transmitere este :

$$i=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{R_2}{R_1}=\frac{R_{m2}}{R_{m1}}=\frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1}; \tag{8.23}$$

Pentru $\delta_A=\frac{\pi}{2}$ relația (8.23) se poate scrie :

$$i=\operatorname{cotg}\delta_1=\operatorname{tg}\delta_2.$$

și ca urmare relația (8.22) devine :

$$R_{e1}=\left(G-\frac{B}{2}\right)\frac{1}{i};\quad R_{e2}=\left(G-\frac{B}{2}\right)i.$$

Raportul de transmitere echivalent este :

$$i_e=\frac{R_{e2}}{R_{e1}}=i^2. \tag{8.24}$$

Distanța între axe echivalentă este :

$$A_e=R_{e1}+R_{e2}=\left(G-\frac{B}{2}\right)\frac{i^2+1}{i}. \tag{8.25}$$

Momentul echivalent rezultă din condiția ca forțele tangențiale din cele două angrenaje (real și echivalent) să fie egale :

$$F_t=\frac{M_{t1}}{R_{m1}}=\frac{M_{e1}}{R_{e1}};$$

$$M_e=\frac{R_{e1}}{R_{m1}}M_{t1}=\frac{M_{t1}}{\cos\delta_1}. \tag{8.26}$$

Pentru $\delta_A=\frac{\pi}{2}$; $M_e=M_{t1}\frac{\sqrt{i^2+1}}{i}$.

În mod similar :

$$\left(\frac{P}{\omega}\right)_e=\left(\frac{P}{\omega}\right)\cdot\frac{\sqrt{i^2+1}}{i}. \tag{8.27}$$

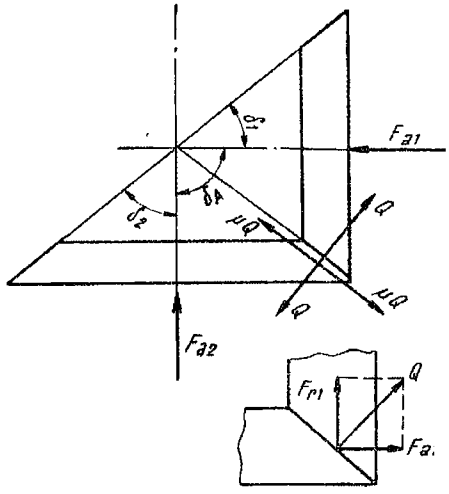


Fig. 8.8.

Înlocuind aceste valori în relația (8.12) se obține :

$$\sigma_k = \frac{418}{\left(G - \frac{B}{2}\right)\frac{i^2 \pm 1}{i}} \sqrt{\frac{cEP_1 (i^2 \pm 1)^3 \sqrt{i^2 \pm 1}}{i^2 \mu B \omega_1 i}};$$

$$\sigma_k = \frac{418}{G - \frac{B}{2}} \sqrt{\frac{cEP_1 (i^2 \pm 1)^{3/2}}{\mu B i \omega_1}}, \quad [\mathrm{N/mm^2}] =$$

$$= \frac{412}{G - \frac{B}{2}} \sqrt{\frac{cEP_1 (i^2 \pm 1)^{3/2}}{\mu B i n_1}}, \quad [\mathrm{kgf/mm^2}]. \tag{8.28}$$

Relația de dimensionare se obține înlocuind $B = \psi_G G$:

$$G = \sqrt{i^2 \pm 1} \sqrt[3]{\left[\frac{418}{(1 - 0{,}5\,\psi_G)\,\sigma_{ak}}\right]^2 \frac{cEP_1}{\mu \psi_G i \omega_1}}, \qquad [\mathrm{mm}]. \tag{8.29}$$

Forțele din transmisie. Din figura 8.8 se vede că forțele axiale la cele două roți sînt $\left(\text{pentru } \delta_A = \frac{\pi}{2}\right)$;

$$\left.\begin{aligned} F_{a1} &= Q \sin \delta_1 + \mu Q \cos \delta_1 ; \\ F_{a2} &= Q \sin \delta_2 + \mu Q \cos \delta_2. \end{aligned}\right\} \tag{8.30}$$

Se vede că forța axială la roata motoare este mai mică decît la roata condusă ($F_{a1} < F_{a2}$).

Relațiile (8.30) corespund regimului tranzitoriu. În regim stabilizat se poate scrie :

$$F_{a\,1,2} = Q \sin \delta_{1,2}. \tag{8.31}$$

Forța axială la o roată devine forță radială pentru roata a doua :

$$F_{a1} = F_{r2}; \quad F_{a2} = F_{r1}. \tag{8.32}$$

Totodată, asupra roții acționează și forța tangențială F_t. De aceste forțe se va ține seama la dimensionarea și verificarea arborilor și a lagărelor.

9. TRANSMISIA PRIN CURELE

9.1. DEFINIȚIE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Transmisia prin curele este o transmisie prin frictiune la care energia se transmite de la un arbore la celălalt (ceilalți) datorită frecării dintre un element intermediar flexibil și fără fine numit curea și roțile de curea conducătoare și condusă (conduse).

O transmisie prin curele (fig. 9.1) constă deci din două sau mai multe roți de curea (numite și șaibe) peste care este înfășurată o curea. Puterea se transmite de la arborele motor la unul sau mai mulți arbori conduși datorită frecării dintre curea și roțile de curea ; cu alte cuvinte, momentul rezistent este învins datorită momentului forței de frecare dintre curea și roțile de curea.

Pentru a se realiza forța de frecare trebuie să se monteze cureaua cu o tensiune inițială pe roțile de curea. Cînd roata motoare se pune în mișcare, ramura *1* a curelei (*ramura trăgătoare*) se întinde mai mult, pe cînd tensiunea din ramura *2* (*ramura trasă*) scade.

Transmisiile prin curele se pot clasifica din mai multe puncte de vedere. În tabelul 9.1 se indică o clasificare a transmisiilor prin curele :

1) *Transmisie paralelă* (fig. 9.2) — cînd axele roților sînt în același plan și roțile se rotesc în același sens.

2) *Transmisie încrucișată* (fig. 9.3) — cînd axele roților sînt în același plan dar roțile se rotesc în sensuri opuse.

3) *Transmisie în unghi* (fig. 9.4) — cînd axele roților sînt încrucișate (nu sînt nici paralele nici concurente). Pentru a conduce cureaua pe traseul necesar se utilizează de obicei role de ghidare.

4) *Transmisie împerecheată sau în paralel* cînd mai multe curele sînt montate pe o singură roată de curea. Se utilizează mai ales la transmisii prin curele trapezoidale.

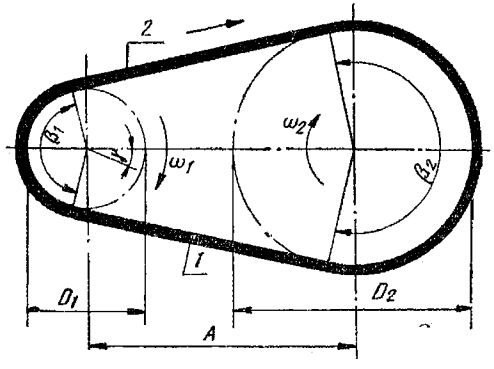


Fig. 9.1.

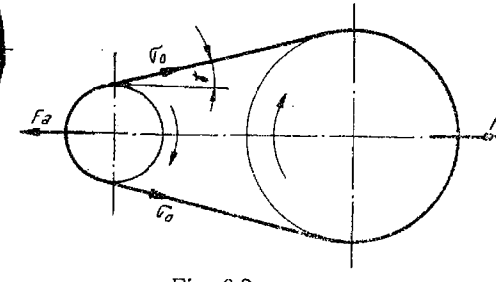


Fig. 9.2.

Tabelul 9.1

Clasificarea transmisiilor prin curele

- Transmisii prin curele
  - După modul de înfășurare
    - paralelă (deschisă)
    - încrucișată
    - în unghi
    - împerechiată
    - roată liberă
    - rolă de întindere
    - roți etajate
    - cu axe multiple
  - După forma secțiunii curelei
    - late
    - trapezoidale
    - rotunde
  - După materialul curelei
    - piele
    - bumbac
    - gumate
    - mătase, in
    - materiale plastice
    - compound
    - benzi de oțel
  - După modul de pretensionare a curelei
    - scurtarea curelei
    - deplasarea arborelui
    - greutate proprie
    - role de întindere
    - dispozitive automate
  - După raportul de transmitere
    - constant
    - în trepte
    - variabil (variatoare cu curea)

5) *Transmisie cu roată liberă* (fig. 9.5) — cînd cureaua poate fi mutată de pe roata condusă (care primește puterea), pe o roată liberă pe arbore în scopul decuplării arborelui condus.

6) *Transmisie cu rolă de întindere* (fig. 9.6) — rola de întindere servind pentru realizarea tensiunii necesare în curea, cît și pentru a mări unghiul de înfășurare al curelei pe roți.

7) *Transmisie cu roți etajate* (fig. 9.7) — care permite prin mutarea curelei de pe un diametru pe altul al roții, realizarea de diferite rapoarte de transmitere (i variabil în trepte).

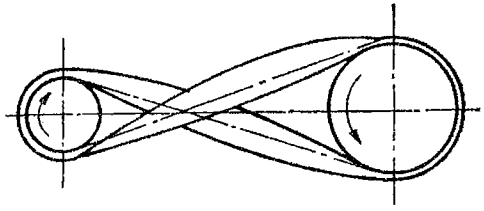


Fig. 9.3.

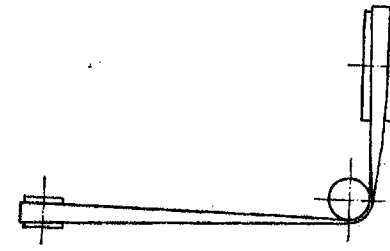


Fig. 9.4.

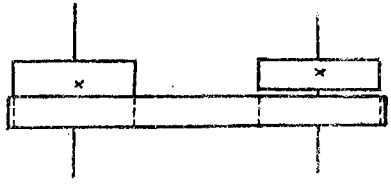


Fig. 9.5.

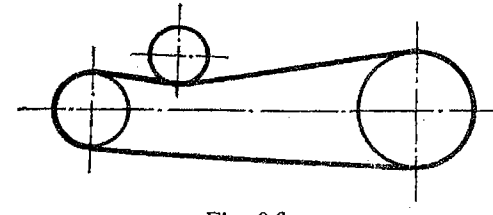


Fig. 9.6.

In figura 9.8 se indică diferite forme ale secțiunii curelelor, cele mai uzuale fiind cureaua lată (fig. 9.8, *a*) și cea trapezoidală (fig. 9.8, *b*).

Cureaua dublu trapezoidală (exagonală — fig. 9.8, *c*) se folosește la transmisii în unghi, permițînd înfășurarea ei pe roți cu ambele trapeze.

Cureaua trapezoidală dințată în secțiune (fig. 9.8, *d*) este de fapt o curea trapezoidală multiplă, prezentînd avantajul că se evită alungiri inegale care se pot produce într-o transmisie cu mai multe curele trapezoidale în paralel.

Cureaua trapezoidală dințată în lungime (fig. 9.8, *e*) prezintă avantajul unei rigidități scăzute, ceea ce îi permite înfășurarea pe roți mici, în timp ce suprafața de contact între curea și canal este suficient de mare (se menține o înălțime normală a trapezului). Curelele dințate se folosesc și în locul lanțurilor, cînd cureaua se confecționează astfel încît poate angrena cu dinții unei roți de lanț. În acest caz, pentru a evita întinderea curelei, se utilizează drept inserție cablu de oțel.

Cureaua trapezoidală din segmente (fig. 9.9) constă din elemente de piele sau din pînză gumată, îmbinate între ele cu niște nituri metalice. Cureaua

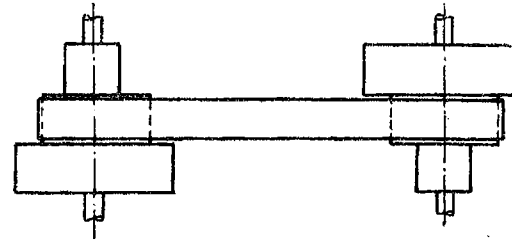


Fig. 9.7.

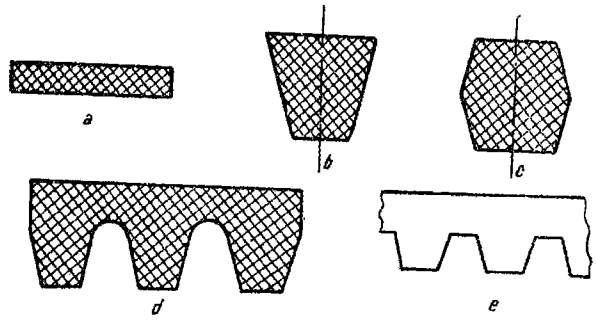


Fig. 9.8.

poate fi executată de diferite lungimi, iar pentru executarea ei pot fi utilizate şi unele deşeuri de curele.

Se utilizează cîteodată şi curele trapezoidale ale căror capete se îmbină cu un lacăt special (fig. 9.10). Ele se pot monta pe roţi aşezate între reazeme, fără demontarea arborilor, ceea ce nu se poate realiza la curelele trapezoidale fără fine.

Pînă nu de mult se utilizau şi curele rotunde. Din cauza presiunii de contact mari dintre curea şi canal, uzura acestora era mare, motiv pentru care în prezent curelele trapezoidale au înlocuit cu desăvîrşire curelele rotunde.

Transmisia prin curele prezintă următoarele avantaje:

a) posibilitatea transmiterii energiei la distanţă;

b) funcţionare silenţioasă;

c) amortizează şocurile şi vibraţiile;

d) element de siguranţă într-un lanţ cinematic, datorită faptului că la supraîncărcări patinează (în anumite condiţii);

e) sînt ieftine şi uşor de montat şi de demontat;

f) necesită o precizie relativ scăzută de execuţie şi montaj.

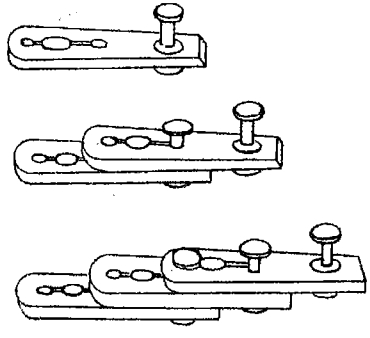


Fig. 9.9.

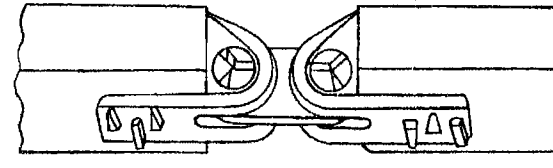


Fig. 9.10.

Față de avantajele enumerate, transmisia prin curele prezintă și o serie de dezavantaje :

a) gabarit mare ;
b) capacitate de transmitere limitată ;
c) alunecare elastică ;
d) produc încărcări mari pe arbori și lagăre datorită faptului că necesită o forță de întindere inițială relativ mare ;
e) durabilitate limitată ;
f) randament relativ scăzut ;
g) produc încărcări electrostatice.

Transmisiile prin curele au următoarele domenii de utilizare :

Curele late : $P \leqslant 2\,000$ kW ; $v \leqslant 90$ m/s ; $A \leqslant 12$ m (A — distanța între axe); $i \leqslant 6$ (în mod excepțional, cînd se justifică constructiv și economic $i \leqslant 10$). La curelele late-compound (fig. 9.20) se obțin performanțe net superioare ($P \leqslant 3\,000$ kW ; $v \leqslant 100$ m/s ; $i \leqslant 25$).

Curele trapezoidale : $P \leqslant 1\,200$ kW ; $v \leqslant 40$ m/s ; se utilizează pînă la 44 de curele în paralel ; $i \leqslant 8$ (în mod excepțional, $i \leqslant 15$).

Se vădește în prezent tendința de construcție a unor transmisii prin curele cu gabarit mic, utilizînd curele trapezoidale înguste și curele late-compound.

9.2. CALCULUL GEOMETRIC AL TRANSMISIEI PRIN CURELE

9.2.1. **Transmisii deschise cu axe paralele.** Din figura 9.11 se vede că unghiul de înfășurare a curelei pe roata mică (mare) este :

$$\beta_1 = \pi - 2\gamma\,; \quad \beta_2 = \pi + 2\gamma. \tag{9.1}$$

Unghiul γ se poate calcula cu relația (fig. 9.11):

$$\sin\gamma = \frac{D_2 - D_1}{2A} \approx \gamma\,; \quad \gamma \approx \frac{180^\circ}{\pi}\,\frac{D_2 - D_1}{2A}\,, \ [^\circ]; \tag{9.2}$$

$$\beta_{1,2} = \pi \mp \frac{D_2 - D_1}{A}\,. \tag{9.3}$$

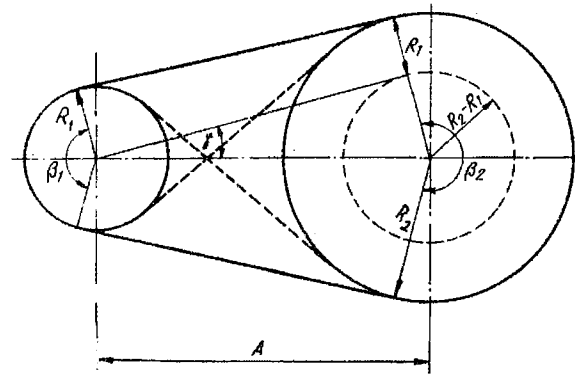


Fig. 9.11.

La transmisii cu curele late clasice și trapezoidale : $180° \geqslant \beta_1 \geqslant 120°$; la cele cu curele late-compound : $180° \geqslant \beta_1 \geqslant 90°$.

Lungimea curelei (lungimea primitivă la curele trapezoidale — v. § 9.7.8) este :

$$L = 2A\cos\gamma + \beta_1 R_1 + \beta_2 R_2 = 2A\cos\gamma + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \gamma(D_2 - D_1). \qquad (9.4)$$

Pentru a-l putea exprima pe L numai în funcție de mărimi liniare, se dezvoltă în serie funcția $\cos\gamma$:

$$\cos\gamma = \sqrt{1-\sin^2\gamma} \approx \sqrt{1-\gamma^2} \approx 1 - \frac{\gamma^2}{2} \qquad (9.5)$$

și, înlocuind valoarea lui γ din relația (9.2) în (9.4), rezultă :

$$L = 2A\left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{D_2 - D_1}{2A}\right)^2\right] + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{2A},$$

sau :

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}. \qquad (9.6)$$

Notînd $\frac{D_1 + D_2}{2} = D_m$; $\frac{D_2 - D_1}{2} = \Delta$, relația (9.6) devine :

$$L = 2A + \pi D_m + \frac{\Delta^2}{A}. \qquad (9.7)$$

Pe baza relației (9.6) se poate calcula distanța între axe cînd se cunoaște lungimea curelei :

$$8A^2 + 4\left[\frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) - L\right]A + (D_2 - D_1)^2 = 0;$$

$$A = \frac{2L - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 + D_1)^2}}{8},$$

sau :

$$A = 0{,}25\left[(L - \pi D_m) + \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8\Delta^2}\right]. \qquad (9.8)$$

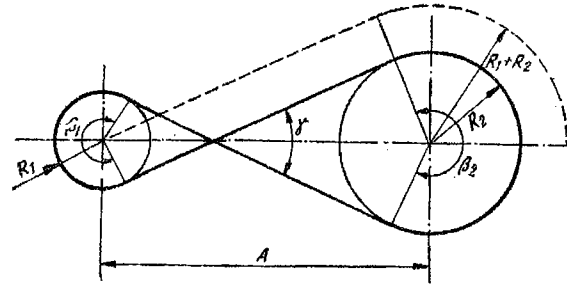
9.2.2. **La transmisii cu axe paralele și curele încrucișate** unghiul de înfășurare pe roata mică este (fig. 9.12):

$$\beta_1 = \pi + 2\gamma; \qquad (9.9)$$

$$\sin\gamma = \frac{D_1 + D_2}{2A} \approx \gamma \qquad (9.10)$$

$$\beta_{1,2} = \pi + \frac{D_1 + D_2}{A} = \pi + \frac{2D_m}{A}. \qquad (9.11)$$

Fig. 9.12.



Pe baza acelorași considerente ca mai sus lungimea curelei este :

$$L=2A+\frac{\pi}{2}(D_1+D_2)+\frac{(D_1+D_2)^2}{4A}=2A+\pi D_m+\frac{D_m^2}{A}. \qquad (9.12)$$

N o t ă : Relațiile de mai sus se aplică și la transmisii cu curele trapezoidale, introducîndu-se în relații mărimile geometrice primitive (L_p, D_p — v. § 9.7.8).

9.2.3. **Transmisiile cu axe încrucișate** (fig. 9.13) impun următoarea condiție pentru distanța între axe :

$$A\geqslant 5{,}5\,(D_{max}+B), \qquad (9.13)$$

unde :

D_{max} este diametrul roții de curea maxime din transmisie ;
B — lățimea roții de curea.

Lungimea curelei este :

$$L=2A+\pi D_m+\frac{D_1^2+D_2^2}{2A}=2A+\pi D_m+\frac{C}{A}, \qquad (9.14)$$

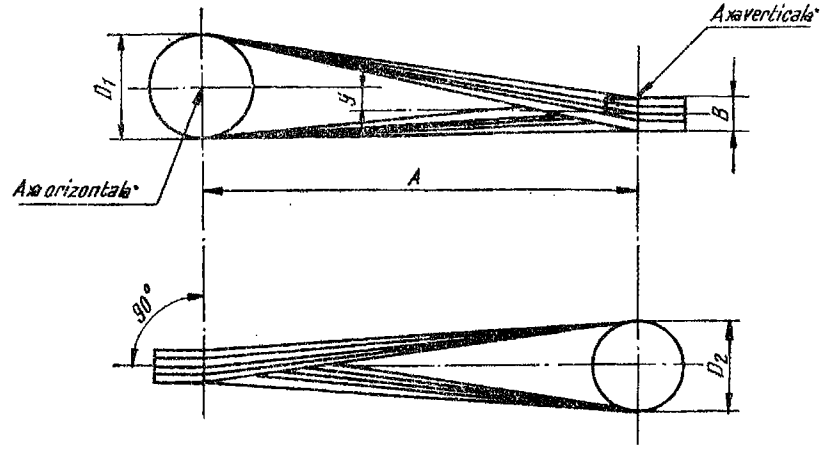


Fig. 9.13.

unde :

$$C = \frac{D_1^2 + D_2^2}{2}.$$

Unghiul de înfășurare pe roata mică este :

$$\beta_1 = \pi + \frac{D_1}{A}. \tag{9.15}$$

Distanța între axe :

$$A = 0{,}35\left[(L - \pi D_m) + \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8C}\right]. \tag{9.16}$$

Planul median al roții cu axa verticală este obligatoriu excentric cu cantitatea : $y = (0{,}04 \ldots 0{,}045)\ A$.

Raportul de transmitere maxim la asemenea transmisii (în cazul utilizării curelelor trapezoidale) este $i \leqslant 2{,}5$. Ramura motoare se va dispune obligatoriu la partea inferioară a roții cu axă orizontală (fig. 9.13).

9.2.4. **În cazul transmisiilor cu 3 și mai multe axe,** dispuse în vîrfurile unui poligon convex, se pot scrie relații geometrice pe baza relațiilor trigonometrice corespunzătoare poligonului respectiv. Astfel, pentru transmisia cu 3 axe, relațiile geometrice sînt prezentate în STAS 1163-67. În cazul cînd axele nu sînt dispuse în vîrfurile unui poligon convex, calculul geometric se execută grafic.

9.3. CINETOSTATICA TRANSMISIEI PRIN CURELE

Așa cum s-a arătat în § 9.1, în cele două ramuri ale curelei apar forțe de întindere : în ramura trăgătoare o forță S_1, iar în ramura trasă o forță S_2. Dacă se admit următoarele ipoteze simplificatoare :

a) cureaua este perfect flexibilă, adică nu opune rezistență la înfășurarea pe roata de curea ;

b) coeficientul de frecare este constant ;

c) cureaua este inextensibilă ;

d) se neglijează forțele centrifuge ;

e) se consideră că cureaua aderă pe tot unghiul de înfășurare de pe roată, atunci între forțele din cele două ramuri ale curelei se poate scrie formula lui Euler :

$$S_1 = S_2 e^{\mu\beta}, \tag{9.17}$$

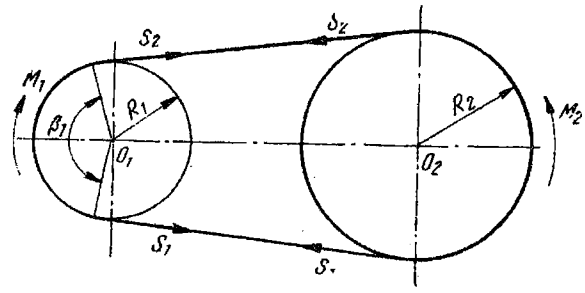
unde :

e este baza sistemului natural de logaritmi ;

μ — coeficientul de frecare mediu între curea și roată ;

β — unghiul de înfășurare al curelei pe roata mică.

Fig. 9.14.



Din figura 9.14 se vede că momentului rezistent M_2 i se opun momentele forțelor S_1 și S_2 :

$$M_2 = S_1 R_2 - S_2 R_2. \tag{9.18}$$

Cum, $M_2 = F_t R_2$ rezultă a doua relație între S_1 și S_2 (F_t — forța tangențială) :

$$S_1 - S_2 = F_t. \tag{9.19}$$

Pentru a putea transmite o putere prin curea, aceasta trebuie montată cu o forță inițială S_0 în fiecare ramură (fig. 9.2).

Din figura 9.2 se vede că între forța aplicată pe arbore F_a și forța S_0 din fiecare ramură există relația :

$$S_0 = \frac{F_a}{2 \cos \gamma}. \tag{9.20}$$

Cînd se pune în mișcare transmisia, forța din ramura trăgătoare crește, iar în ramura trasă scade. Se poate admite, în ipoteza că modulul de elasticitate E este constant și că $S_1 + S_2$ nu depinde de momentul transmis de curea, că cantitatea cu care a crescut forța în ramura trăgătoare este egală cu cea cu care a scăzut în ramura trasă, adică :

$$S_1 - S_0 = S_0 - S_2,$$

sau :

$$S_1 + S_2 = 2S_0. \tag{9.21}$$

Prin compunerea relațiilor (9.17) și (9.19) rezultă (notînd $e^{\mu\beta} = m$):

$$S_2(m-1) = F_t;$$

$$S_2 = \frac{F_t}{m-1}; \quad S_1 = \frac{mF_t}{m-1}. \tag{9.22}$$

Prin compunerea relațiilor (9.19) și (9.21) rezultă :

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}. \tag{9.23}$$

Cureaua trapezoidală, datorită formei sale, are o capacitate portantă mai mare decît o curea lată de dimensiuni similare.

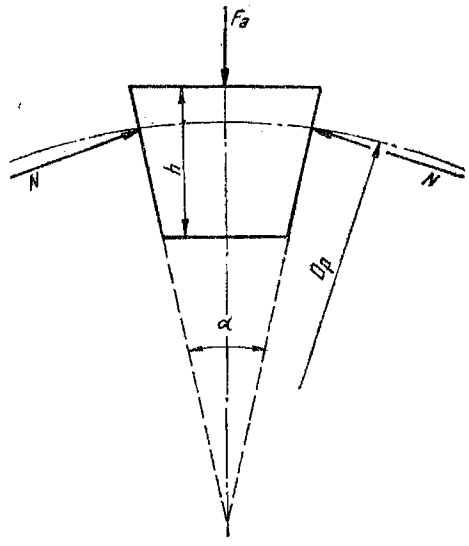


Fig. 9.15.

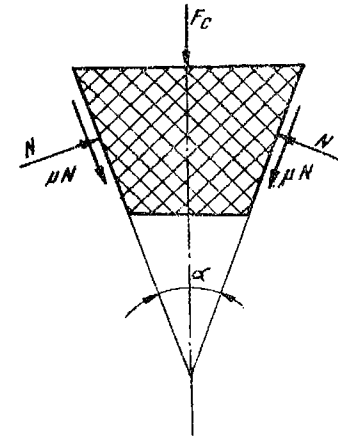


Fig. 9.16.

Relția lui E u l e r (9.17) este valabilă și pentru curele trapezoidale dacă în locul coeficientului real de frecare μ se introduce un coeficient de frecare de calcul μ', care ține seama de geometria canalului (fig. 9.15). Din figura 9.15 se vede că :

$$F_a = 2N \sin\frac{\alpha}{2},$$

unde :

F_a este forța de tensionare a curelei (forța pe arbore) ;

α — unghiul profilului curelei trapezoidale (fig. 9.15).

Forța periferică ce se poate transmite prin curea este aproximativ :

$$2\mu N = \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2}} F_a = \mu' F_a. \tag{9.24}$$

Pentru $\alpha = 40°$ (valoare standardizată) :

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2}} = \frac{\mu}{\sin 20°} \approx 3\mu.$$

Unghiul curelei $\alpha = 40°$ a rezultat din condiția evitării înțepenirii curelei în canal (fig. 9.16). Forța necesară pentru menținerea curelei în canal este :

$$F_c = 2N \sin\frac{\alpha}{2} - 2\mu N \cos\frac{\alpha}{2}. \tag{9.25}$$

Din condiția de evitare a înțepenirii, $F_e > 0$ (nu numai că nu se înțepenește, dar trebuie chiar apăsată în canal) rezultă :

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} > \mu ; \quad \text{pentru } \mu = 0{,}35 ; \quad \alpha \approx 39°.$$

N o t ă : Practica curelelor trapezoidale late (pentru variatoare) a arătat însă că și la unghiuri $\alpha = 20°$, nu se produce o înțepenire a curelei în canal. Deplasarea radială a curelei pentru reglarea turației nu se poate efectua însă decît în mers, cînd μ este mai mic.

Avantajul capacității portante mărite datorită unghiului canalului este limitat la curele trapezoidale de valoarea mare a presiunii de contact dintre curea și canl, care este hotărîtoare la curelele la care durabilitatea este limitată de uzură.

Presiunea de contact dintre cureaua trapezoidală și canal rezultă din relația (fig. 9.15) :

$$N = \frac{F_a}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = 2 \int_0^{\frac{\beta}{2}} p_t \cos \varphi \, dA_s , \tag{9.26}$$

unde dA_s este suprafața elementară de contact dintre un flanc al curelei și canal (la curele trapezoidale);

$$\mathrm{d}A_s = \frac{D_p}{2} \frac{h}{\cos \frac{\alpha}{2}} \mathrm{d}\varphi , \tag{9.27}$$

de unde :

$$N = \frac{F_a}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = 2 p_t \frac{D_p}{2} \frac{h}{\cos \frac{\alpha}{2}} \int_0^{\frac{\beta}{2}} \cos \varphi \, \mathrm{d}\varphi ;$$

$$\frac{F_a}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = 2 p_t \frac{D_p}{2} \frac{h}{\cos \frac{\alpha}{2}} \sin \frac{\beta}{2} .$$

Presiunea p_t dintre cureaua trapezoidală și canal este :

$$p_t = \frac{F_a}{2 D_p h \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{2 \sigma_0 A_t}{2 D_p h \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sin \frac{\beta}{2}} . \tag{9.28}$$

La curele late presiunea dintre curea și obadă rezultă din relația (9.26), în care :

$$\mathrm{d}A_s = \frac{D}{2} a \, \mathrm{d}\varphi ;$$

$$F_a = 2 p_l \frac{D}{2} a \int_0^{\frac{\beta}{2}} \cos \varphi \, \mathrm{d}\varphi = p_l \cdot D \cdot a \sin \frac{\beta}{2} .$$

Presiunea p_l dintre cureaua lată și obadă este:

$$p_l = \frac{F_a}{Da \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{2\sigma_0 A_l}{Da \sin \frac{\beta}{2}}, \qquad (9.29)$$

unde:

$A_{t,l}$ sînt respectiv aria secțiunii curelei trapezoidale sau late.

$$A_t = \left(a - h_t \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right) h_t; \quad A_l = a h_l$$

a — lățimea bazei mari a trapezului respectiv lățimea curelei late;

$h_{l,t}$ — grosimea curelei late (trapezoidale).

Raportul presiunilor este:

$$\frac{p_t}{p_l} = \frac{\sigma_0 h_t \left(a - h_t \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right)}{D_p h_t \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sin \frac{\beta}{2}} : \frac{2\sigma_0 a h_l}{Da \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{\frac{h_t}{D_p}}{\frac{h_l}{D}} \cdot \frac{\frac{a}{h_t} - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \qquad (9.30)$$

Din relația (9.30) rezultă avantajul curelei late-compound, căci la aceasta raportul $\frac{h_l}{D_{min}} < \frac{h_t}{D_{p\,min}}$ (§ 9.7.3); din aceeași relație rezultă și superioritatea curelei trapezoidale înguste în raport cu curea trapezoidală clasică (h_t fiind mai mare, presiunea p_t este mai mică).

9.4. CINEMATICA TRANSMISIEI PRIN CURELE

9.4.1. **Determinarea unghiului de alunecare.** Din cele de mai sus se vede că forța variază de-a lungul curelei, în ramura trăgătoare acționează forța S_1, iar în ramura trasă forța S_2.

Acestor forțe le corespund deformații mai mari în ramura trăgătoare și deformații mai mici în ramura trasă. In felul acesta, la înfășurarea curelei pe roata motoare deformația curelei scade, întrucît forța scade de la S_1 la S_2, în timp ce la înfășurarea curelei pe roata condusă, deformația curelei crește, întrucît forța crește de la S_2 la S_1. Deoarece cureaua se deformează (se scurtează, respectiv se lungește) în timpul înfășurării ei pe roțile de curea, se produce o alunecare între curea și roată. Ținînd seama că această alunecare se datorește deformației elastice a curelei acestui fenomen i se spune *alunecare elastică*. Fenomenul nu trebuie confundat cu patinarea.

care reprezintă o alunecare a curelei pe întreaga suprafață de contact dintre curea și roată ; alunecarea elastică are loc numai pe o porțiune a suprafeței de contact. Unghiul corespunzător zonei de alunecare elastică se numește unghi de alunecare, iar unghiul corespunzător zonei unde are loc alunecarea se numește unghi de repaus (fig. 9. 17).

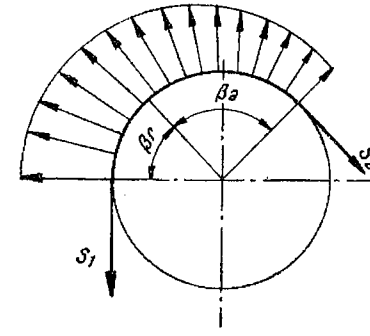


Fig. 9.17.

Unghiul de alunecare se poate calcula din formula lui Euler (9.17), în care de fapt trebuie înlocuit unghiul β prin unghiul de alunecare β_a ($S_1 = S_2 e^{\mu\beta_a}$).

Introducînd noțiunea de coeficient de tracțiune : $\varphi = \frac{F_t}{2S_0}$, notînd $m = e^{\mu\beta_a}$ și însumînd relațiile (9.22) : $\frac{F_t}{2S_0} = \frac{m-1}{m+1} = \varphi$, rezultă :

$$m = \frac{1+\varphi}{1-\varphi} \tag{9.31}$$

și deci :

$$\beta_a = \frac{\ln m}{\mu} = \frac{\ln \frac{1+\varphi}{1-\varphi}}{\mu}. \tag{9.32}$$

Determinînd experimental valorile lui φ și μ se calculează m și β_a.

Pe ambele roți unghiul de repaus se găsește în zona de intrare a curelei pe roți, iar unghiul de alunecare, în zona de ieșire. Pe măsură ce încărcarea crește, va crește și unghiul de alunecare, încît în momentul patinării unghiul de alunecare este egal cu unghiul de înfășurare.

9.4.2. **Alunecarea elastică și raportul de transmitere.** Pentru a stabili valoarea alunecării elastice se pornește de la principiul continuității, adică masa de curea care trece în unitatea de timp printr-o secțiune dată i este constantă :

$$\rho_i A_i v_i = const., \tag{9.33}$$

unde :

ρ_i este densitatea curelei în secțiunea i ;
A_i — aria secțiunii i a curelei ;
v_i — viteza curelei în secțiunea i.

Dacă se notează cu A_0 și ρ_0 aria secțiunii, respectiv desitatea curelei neîncărcate, atunci :

$$A_i = A_0(1-\mu_p\varepsilon_i)^2 \text{ și } \rho_i = \frac{\rho_0}{(1+\varepsilon_i)(1-\mu_p\varepsilon_i)^2}, \tag{9.34}$$

unde :

ε_i este deformația specifică a curelei în secțiunea i ;
μ_p — coeficeintul lui Poisson pentru materialul curelei.

Inlocuind valorile lui A_l și ρ_l în relația (9.33) rezultă :

$$\frac{v_l}{1+\varepsilon_l} = const. \tag{9.35}$$

Aceasta înseamnă că viteza curelei nu este constantă ; ea este mai mare în acele puncte unde cureaua este mai întinsă. Cum vitezele roților sînt constante, alunecarea curelei pe roți este inevitabilă.

In felul acesta formula lui Euler (9.17), dedusă pentru un fir care aderă de-a lungul întregului unghi de înfășurare, are doar o valoare aproximativă pentru curele. In această relație, coeficientul de frecare trebuie considerat ca o mărime de calcul, corespunzătoare întregului unghi de înfășurare β. S-a stabilit experimental că μ depinde de temperatură, presiunea de contact și viteza de alunecare. In tabelul 9.2 se indică cîteva valori experimentale ale lui μ pentru diferite materiale de curea.

Raportul de transmitere se poate deduce pe baza relației (9.35), scriind :

$$\frac{v_1}{1+\varepsilon_1} = \frac{v_2}{1+\varepsilon_2}, \tag{9.36}$$

unde ε_1 și ε_2 sînt lungirile specifice ale ramurii trăgătoare, respectiv trase.

$$v_2 = v_1 \frac{1+\varepsilon_2}{1+\varepsilon_1} \approx v_1 (1+\varepsilon_2-\varepsilon_1).$$

Notînd : $\varepsilon_1-\varepsilon_2=\xi$; ξ fiind coeficientul de alunecare elastică, rezultă :

$$v_2 = v_1(1-\xi). \tag{9.37}$$

Vitezele roților sînt respectiv :

$$v_1 = \frac{D_1 \omega_1}{2.1\,000}\,[\text{m/s}]; \quad v_2 = \frac{D_1 \omega_1}{2.1\,000}(1-\xi), \quad [\text{m/s}].$$

Raportul de transmitere rezultă :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{(1-\xi) D_1}. \tag{9.38}$$

Valoarea alunecării elastice maxime este la curele de bumbac și gumate : $\xi=0{,}01$; la curele de piele : $\xi=0{,}015$; la curele trapezoidale cu inserție de rețea : $\xi=0{,}02$; la curele trapezoidale cu inserție de șnur : $\xi=0{,}01$.

Relația $\xi=\varepsilon_1-\varepsilon_2$ se poate scrie sub forma (admițînd $E=const.$):

$$\xi = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\sigma_2}{E} = \frac{1}{EA_c}(S_1-S_2) = \frac{F_t}{EA_c} = \frac{\sigma_u}{E}, \tag{9.39}$$

ceea ce permite calculul lui E pe baza lui ξ determinat experimental (E fiind în această relație modulul de elasticitate în condiții de funcționare-modulul de elasticitate dinamic).

9.5. TENSIUNILE DIN CURELE

9.5.1. **Introducere.** Cureaua fiind un material neomogen, adesea constînd chiar din materiale diferite (curele gumate, trapezoidale, compound etc.), ea nu poate fi calculată cu exactitate pe baza relațiilor de rezistență, mai ales că curelelor nu li se aplică legea lui Hooke. Pentru simplificare se admite convențional că solicitarea este uniform repartizată pe secțiune și proporțională cu încărcarea.

Cureaua este supusă la următoarele solicitări :

a) întindere, datorită forțelor S_1 și S_2 ;

b) încovoiere, datorită înfășurării curelei pe roată ;

c) întindere, datorită forței centrifuge.

Se utilizează următoarele notații :

a — lățimea curelei ;

h — grosimea (înălțimea) curelei ;

A_c — aria secțiunii transversale a curelei ;

D_{min} — diametrul roții mici ;

F_m — forța centrifugă (masică) ;

ρ — densitatea curelei [kg/m^3]

9.5.2. **Tensiunea de întindere produsă de forțele S_1 și S_2**

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A_c}; \quad \sigma_2 = \frac{S_2}{A_c}. \tag{9.40}$$

9.5.3. **Tensiunea de încovoiere datorită înfășurării curelei** pe roțile de curea rezultă scriind ecuația fibrei medii deformate :

$$\frac{1}{\nu} = \frac{M_i}{E_i I},$$

unde :

ν este raza roții de curea ($\nu = R$) ;

E_i — modulul de elasticitate la încovoiere ;

$$I = Wy;$$

y — distanța de la axa neutră la fibra extremă ; la curele late, $y = \frac{h}{2}$.

$$\frac{1}{R} = \frac{M_i}{E_i W y} = \frac{\sigma_i}{E_i y}, \qquad \sigma_i = \frac{E_i y}{R}; \tag{9.41}$$

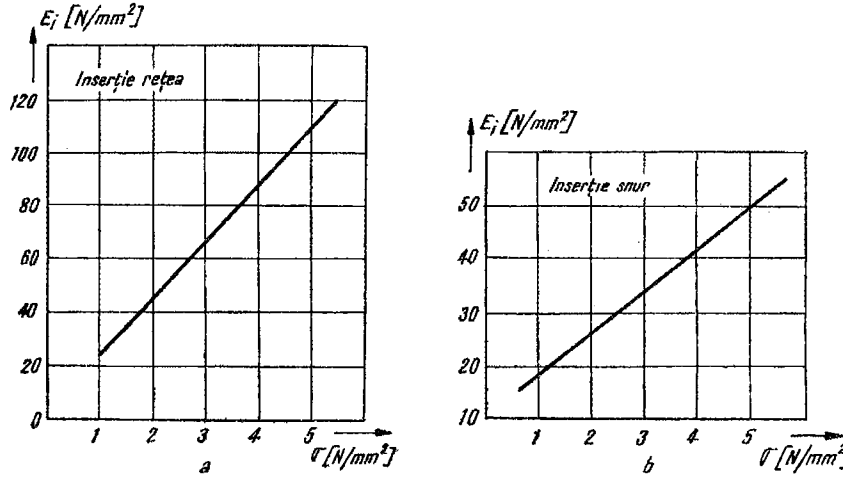


Fig. 9.18.

la curele late :

$$\sigma_l = \frac{E_l h}{D}; \tag{9.42}$$

la curele trapezoidale :

$$\sigma_l = \frac{2yE_l}{D_R}, \tag{9.43}$$

unde D_p este diametrul primitiv al roții de curea (fig. 9.22).

Formula (9.41) este aproximativă, din cauză că curelele nu se supun legii lui Hooke, modulul de elasticitate la încovoiere depinzînd de tehnologia și contextura curelei și de tensiunea de întindere din curea.

In figura 9.18 se indică comparativ modulele de elasticitate la încovoiere la curele trapezoidale cu inserție rețea (fig. 9.18, *a*) și șnur (fig. 9.18, *b*).

Valorile modulelor de elasticitate la încovoiere pentru diferite profile de curele trapezoidale și cu diferite tipuri de inserție sînt indicate în tabelul 9.2 pentru valori uzuale ale tensiunilor inițiale.

Din cauza că solicitarea la încovoiere depinde de raportul $\frac{h}{D}$, acest raport este limitat la valori reduse, în funcție de tipul curelei.

9.5.4. **Tensiunea datorită forței centrifuge.** Forța centrifugă dezvoltată la înfășurarea curelei pe roată produce solicitări suplimentare de întindere (fig. 9.19).

Scriind valoarea forței masice a unui element de curea de masă dm, rezultă :

$$dF_m = \frac{v^2 dm}{R}. \tag{9.44}$$

Masa elementară este (fig. 9.19) :

$$dm = R d\varphi \rho A_c . \qquad (9.45)$$

Proiectînd forțele masice elementare dF_m în direcția lui F_m și integrînd se obține :

$$\left.\begin{aligned} F_m &= 2\frac{v^2}{R} R\rho A_c \int_0^{\frac{\beta}{2}} \cos\varphi d\varphi ; \\ F_m &= 2v^2 A_c \rho \sin\frac{\beta}{2} . \end{aligned}\right\} \qquad (9.46)$$

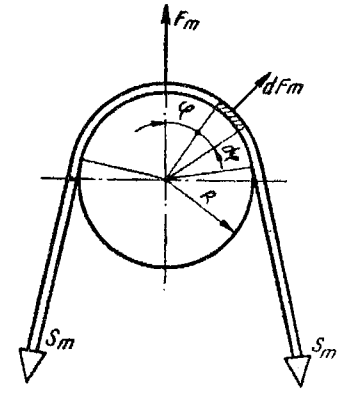


Fig. 9.19.

Forța F_m produce forțe de întindere egale în cele două ramuri ale curelei :

$$F_m = 2S_m \sin\frac{\beta}{2} ,$$

$$S_m = \frac{F_m}{2\sin\frac{\beta}{2}} = \rho v^2 A_c . \qquad (9.47)$$

Solicitarea produsă de forța centrifugă este :

$$\sigma_m = \frac{S_m}{A_c} = \rho v^2 , [\mathrm{N/m^2}] = 10^{-6} \rho v^2 [\mathrm{N/mm^2}] . \qquad (9.48)$$

Tensiunea datorită forțelor masice nu are o influență importantă decît la viteze relativ mari (peste 15 m/s). Într-adevăr, la $v = 10$ m/s, $\sigma_m = 0{,}1$ N/mm², considerînd aproximativ $\rho \approx 10^3$ kg/m³.

Solicitarea totală maximă în curea este astfel :

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{i1} + \sigma_m = \frac{S_1}{A_c} + \frac{2yE_t}{D_{min}} + 10^{-6}\rho v^2 , \qquad [\mathrm{N/mm^2}] . \qquad (9.49)$$

Relația (9.49) se mai poate scrie sub forma următoare, ținînd seama de relația (9.23), σ_u fiind tensiunea utilă $\left(\sigma_u = \frac{F_t}{A_c}\right)$:

sau :

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} + \sigma_{i1} + \sigma_m , \\ \sigma_{max} &= \frac{S_0}{A_c} + \frac{F_t}{2A_c} + \frac{2yE_t}{D_{min}} + 10^{-6}\rho v^2 . \end{aligned}\right\} \qquad (9.50)$$

La transmisiile încrucișate și în unghi apar tensiuni suplimentare în muchiile curelei. Acestea au următoarele valori :

— transmisii încrucișate

$$\sigma_s = E_t \left(\frac{a}{A}\right)^2; \tag{9.51}$$

— transmisii în unghi (pentru $A > 2D_2$)

$$\sigma_s = E_t \frac{aD_2}{2A^2}, \tag{9.52}$$

unde :

A este distanța între axe ;
D_2 — diametrul roții mari ;
E_t — modulul de elasticitate la întindere.

9.6. RANDAMENTUL TRANSMISIEI PRIN CURELE

Randamentul nu prezintă numai interes în ceea ce privește pierderea de energie, ci este și o măsură a încălzirii curelei, ținînd seama că funcționarea curelei peste o anumită temperatură duce la scoaterea ei rapidă din uz. Astfel, la curele gumate și trapezoidale, de exemplu, nu se poate depăși temperatura de 65—70 °C.

Pierderile energetice într-o transmisie prin curele constau din următoarele elemente :

a) pierderile datorite alunecării elastice P_e ;

b) pierderile datorite alunecării geometrice P_g ;

c) pierderile prin histereză, datorite variației tensiunii de întindere și încovoiere a curelei P_h;

d) pierderile datorite frecării cu aerul a curelei, roților și rolelor (pierderi prin ventilație — P_v) ;

e) pierderi prin frecările în lagăre P_l .

Dintre aceste pierderi, cele mai importante sînt cele datorite alunecării elastice și prin histereză. Pierderile datorite alunecării geometrice sînt preponderente în variatoare, dar pot apărea și în transmisii prin curele în paralel, datorită unor abateri geometrice sau elastice ale elementelor transmisiei.

Pierderile specifice datorite alunecării elastice se exprimă prin următoarea relație :

$$\pi_e = \frac{P_e}{P} = \frac{F_t \xi v}{F_t v} = \frac{\sigma_u}{E}. \tag{9.53}$$

Se vede că pierderile specifice datorite alunecării elastice π_e se exprimă prin aceeași relație ca și alunecarea elastică (relația 9.39). Pentru a reduce

pierderea π_e trebuie mărit modulul de elasticitate la întindere. Pierderea specifică prin histereză produsă de variația tensiunii din curea de la σ_1 în ramura trăgătoare la σ_2 în ramura trasă se exprimă prin relația:

$$\pi_{ht} = \frac{(1-\nu)(\sigma_0+\sigma_m)}{E_t} = \frac{P_{ht}}{P}, \tag{9.54}$$

unde:

ν este un coeficient variind în limitele $\nu = 0{,}4 \ldots 0{,}8$;
σ_0 — tensiunea inițială din curea;
σ_m — tensiunea datorită forței centrifuge;
E_t — modulul de elasticitate la întindere dinamic.

Cele mai importante pierderi sînt cele datorite histerezei produse de încovoierea repetată a curelei. Pierderea specifică $\pi_{hî}$ se exprimă prin relația:

$$\pi_{hî} = \frac{2(1-\nu)E_î}{\sigma_u} \cdot \frac{I}{A_c} \cdot \frac{i^2+1}{i^2 D_1^2} = \frac{P_{hî}}{P}, \tag{9.55}$$

unde:

$E_î$ este modulul de elasticitate la încovoiere;
σ_u — tensiunea utilă;
I — momentul de inerție al secțiunii curelei;
A_c — aria secțiunii curelei;
D_1 — diametrul roții mici;
i — raportul de transmitere.

Pierderea totală este:

$$P_p = P_e + P_g + P_h + P_v + P_î \quad \text{sau} \quad P_p = (\pi_e + \pi_g + \pi_h + \pi_v + \pi_î) P, \tag{9.56}$$

iar randamentul total:

$$\eta = \frac{P - P_p}{P}, \tag{9.57}$$

sau:

$$\eta = \eta_e \eta_g \eta_h \eta_v \eta_î.$$

Valoarea randamentului total al unei transmisii prin curele variază în limitele $\eta = 0{,}92$—$0{,}98$, valoarea medie fiind $\eta = 0{,}95$.

Puterea pierdută prin alunecare (elastică și geometrică) și prin histereză duc la încălzirea curelei, în timp ce puterea pierdută prin ventilație duce la răcirea ei. Deci puterea pierdută care produce încălzirea curelei este:

$$P_î = P_e + P_g + P_h - P_v. \tag{9.57}$$

Această putere pierdută este proporțională cu frecvența flexiunilor curelei, deci pericolul încălzirii apare în special la transmisii de viteză mare și roți de curea de diametre reduse.

9.7. ELEMENTELE CONSTRUCTIVE ALE TRANSMISIEI PRIN CURELE

9.7.1. Cureaua. Elementul principal al transmisiei prin curele este cureaua, de aceea trebuie să se acorde o atenție deosebită alegerii materialelor pentru confecționarea ei.

Materialele de curea trebuie să satisfacă următoarele condiții :

a) rezistență mare la sarcini variabile și la uzură, ceea ce duce la mărirea durabilității acesteia ;

b) coeficient de frecare mare, ceea ce are ca urmare o capacitate mare de transmitere [relația (9.17)] ;

c) modul de elasticitate la întindere E_t mare, pentru a reduce deformațiile și alunecările elastice [relația (9.39)] și pierderile prin alunecare elastică [relația (9.53)] ;

d) modul de elasticitate la încovoiere E_i scăzut pentru a avea tensiuni reduse la înfășurarea curelei pe roți [relația (9.41)] și pierderi reduse prin histereză [relația (9.55)] ;

e) rigiditate transversală suficientă (în special la curele trapezoidale late) ;

f) deformații plastice mici, chiar la solicitări mari, pentru a evita reîntinderi frecvente ;

g) densitate mică, pentru a avea tensiuni mici datorite forțelor masice [relația (9.48)] ;

h) ieftine și nedeficitare.

In prezent este folosită o mare varietate de materiale pentru confecționarea curelelor, ca : piele, țesături de bumbac, țesături de bumbac gumate, țesături de lînă, in, mătase, vădindu-se în ultimul timp tendința de utilizare a materialelor plastice sintetice sub formă de folii, șnur, cablu sau rețea. In tabelul 9.2 sînt sintetizate caracteristicile unor curele și ale unor materiale uzuale pentru curele.

Deoarece nici unul din materialele enumerate nu satisface toate condițiile impuse, se aplică și aici metoda „proprietății locale" (v. cureaua lată-compound).

9.7.2. Curelele de piele aveau înainte cea mai largă răspîndire. Din cauză că pielea este un material deficitar, se vădește tendința de a înlocui curelele de piele cu curele textile, gumate și compound.

Curelele de piele se confecționează din piele de bovine, de preferință din regiunea spinării animalului (crupon). Deoarece pielea nu are grosimi mai mari de 7 mm, pentru a obține curele mai groase se suprapun prin lipire două sau cîteodată trei fîșii. Nu se recomandă utilizarea unor curele mai groase de 12 mm, din cauză că sînt puțin flexibile.

Curelele de piele sînt standardizate în STAS 615-49 și STAS 758-49 (condiții de recepție).

Tabelul 9.2

Caracteristicile unor materiale de curea

	Tipul curelei	σ_r [N/mm²]	E_t [N/mm²]	E_i [N/mm³]	Dimensiuni uzuale: h [mm]	Dimensiuni uzuale: a [mm]	ϱ [kg/dm³]	μ	Domenii de utilizare: $(\frac{h}{D})_{max}$	Domenii de utilizare: f_{max} [1/s]	Domenii de utilizare: v_{max} [m/s]	Domenii de utilizare: t_a [°C]
Piele	Standard	25	250	50...90	3...7 (1 strat)	20...600	1,0	0,33+0,02v (partea cu păr)	0,033			35
	Flexibilă	30	350	40...80	8...12 (2 strat.)	...1 800	0,95	0,22+ +0,012v (partea cu carne)	0,04	25	50	45
	Foarte flexibilă	30	450	30...70	14...20 (3 strat.)		0,90		0,05			70
Cauciucate	Cu bumbac țesut	45...60	50...700	~50	×1,3 (3...7)×1,1	20...300	1,2	0,5	0,033	6...9 6...9	40	70
	Cu balata și șnur	300...700	—	~30	×0,7 4 sau 5	60...270	1,25		0,05	20...30 15...20		40
Textile	Bumbac	35...50	500...1 400	~40	4...12	—	1,3	0,3	0,05	40	50	—
	Mătase vegetală impregnată	50	—	~40	2...18	—	1,0	0,35	0,04	—	—	—
	Poliamide	600...800	—	—	—	—	1,1...1,15	—		80	65	—
Compound	Folie de poliamidă	300...450	550...1 000	—	—	—	—	—	—	100	80	—
	Șnur poliamidic	600...800	1 500...2 000	—	—	—	—	—	—	100	100	—
	Șnur poliesteric	600...800	4 000...8 000	—	—	—	—	—	—	80	120	—
Bandă de oțel pe roată cu strat de plută		1 500	$2{,}1 \cdot 10^5$	$2{,}1 \cdot 10^5$	0,6...1,1	20...250	7,8	0,25	0,001	—	45	—
Trapezoidale	Clasice	500...1 400		Rețea 40...100 Șnur 20...50	Standardizate		1,25	—	—	30	30	70...80
	Înguste									50	60	

Curelele de piele se pot tăbăci cu tananți naturali (pentru temperaturi sub 60°), cu crom (pentru mediu umed, bazic și temperaturi peste 60°) și sub tensiune, ceea ce duce la creșterea durabilității și la reducerea deformației lor plastice în funcționare.

Rezistența de rupere la tracțiune a curelelor de piele standardizate variază în limitele $\sigma_r = 25 \ldots 30$ N/mm^2.

Deoarece apare o solicitare la încovoiere în curea, la înfășurarea ei pe roată, raportul dintre grosimea curelei h și diametrul D al roții pe care se înfășoară cureaua este limitat în STAS la maximum: $\frac{h}{D} = max \left(\frac{1}{30} \cdots \frac{1}{20}\right)$.

9.7.3. **Cureaua lată-compound**, care a apărut în ultimul timp constă dintr-o folie sau din șnur de material plastic de înaltă rezistență căptușit în interior prin lipire cu un strat de piele (fig. 9.20). Stratul de material plastic reprezintă elementul de rezistență, iar stratul de piele asigură un coeficient mare de frecare și o rezistență mare la uzură. Astfel, prin utilizarea *proprietății locale* se realizează o curea care satisface toate condițiile cerute unei curele de transmisie (§ 9.7.1).

9.7.4. **Curele gumate** (țesături impregnate cu cauciuc) sau cauciucate se confecționează din mai multe straturi de materiale textile numite inserții, de obicei din bumbac, legate între ele cu cauciuc vulcanizat. Inserția poate fi sub formă de țesătură sau de șnur.

Inserția preia încărcarea, iar cauciucul are rolul de a lega între ele straturile țesute sau șnururile și de a le apăra de anumite acțiuni chimice sau mecanice.

Roțile utilizate trebuie să aibă diametre destul de mari; în caz contrar se desfac inserțiile de straturile de cauciuc.

In locul cauciucului se utilizează balata, un material asemănător cu cauciucul. Curelele de balată se cilindrează la înaltă presiune. Ele sînt mai flexibile (E_t mai mic — tabelul 9.2).

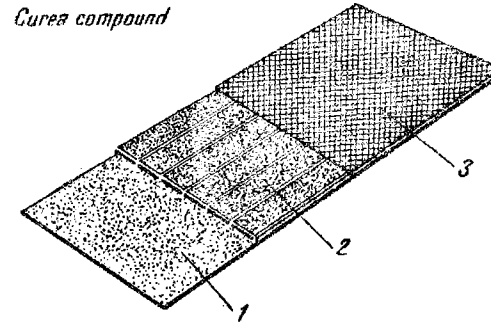


Fig. 9.20.

1 Strat de aderență (piele)
2 Strat de rezistență (folie sau șnur)
3 Strat de protecție

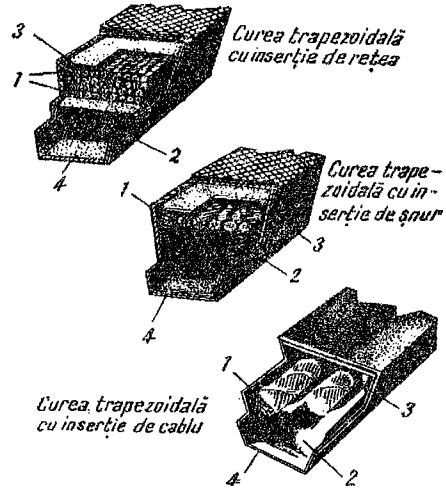


Fig. 9.21.

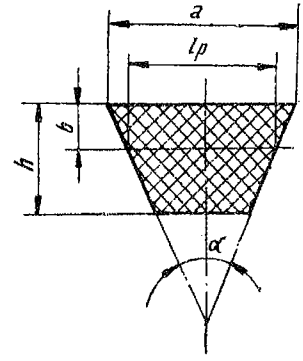


Fig. 9.22.

In locul inserției de bumbac se utilizează în prezent inserții din fibre sintetice, precum și șnur (cablu) din material sintetic și chiar din oțel.

9.7.5. **Curelele de bumbac** pot fi țesute sau cusute. Curelele țesute constau din mai multe straturi de țesături de bumbac, de obicei 4,6 sau 8 straturi legate între ele printr-o țesătură specială, pe cînd cele cusute sînt îmbinate prin cusături, ambele fiind îmbibate cu un amestec de bitum, ozocerită și alte substanțe; cele țesute sînt mai flexibile decît curelele de bumbac cusute. Sînt recomandabile pentru încărcări variabile, însă fără șocuri puternice.

9.7.6. **Curelele de mătase, in, cînepă de Siberia și păr** au o utilizare mai redusă, din cauză că materialele enumerate sînt relativ scumpe. În schimb, sînt rezistente și flexibile. Prin introducerea curelelor din materiale plastice, fie sub formă de folii, fie țesute din fire, ele nu se mai utilizează decît foarte rar.

9.7.7. **Benzile de transmisie din oțel** se utilizează cîteodată în locul curelelor de piele sau al celor textile. Benzile de oțel au dimensiunile mai reduse (la aceeași putere) decît curelele, permit viteze periferice peste 45 m/s, au alunecare elastică neglijabilă însă, în schimb, necesită montaj precis și nu rezistă la vibrații. Se confecționează din bandă de oțel de rezistență mare ($\sigma_r \approx 1\,500$ N/mm^2) lățime $a = 20 \ldots 250$ mm și grosime $h = 0{,}6 \ldots 1{,}1$ mm. Pe roți căptușite cu un strat de plută, coeficientul de frecare este $\mu = 0{,}25$.

9.7.8. **Cureaua trapezoidală** are în secțiune un profil trapezoidal constînd din elementul de rezistență (rețea, șnur sau cablu — figura 9.21), legătura între elementele de rezistență realizîndu-se cu ajutorul cauciucului. Acesta formează stratul de compresiune (duritate 70 ... 80 HSh) dedesubtul stratului de inserție și stratul de întindere (duritate 60 ... 70 HSh) deasupra stratului de inserție. Cureaua este înfășurată într-un înveliș format din unul sau două straturi de pînză cauciucată.

Se întîlnesc cîteodată și curele trapezoidale, la care unele din aceste patru elemente lipsesc.

Dimensiunile principale ale unei curele trapezoidale sînt următoarele (fig. 9.22) : lățimea primitivă l_p (corespunzătoare axei neutre), înălțimea trapezului h, unghiul la vîrful trapezului α și lungimea primitivă a curelei L_p. Dimensiunile auxiliare sînt lățimea bazei mari a și distanța de la axa neutră la baza mare b.

In literatura de specialitate sînt prezentate o serie de avantaje ale curelelor trapezoidale în raport cu curelele late din piele sau gumate, ca : gabarit mai mic ; rapoarte de transmitere mai mari, deoarece pot funcționa cu unghiuri de înfășurare mai mici ; întrucît necesită pentru transmiterea unei forțe date o tensiune inițială mai redusă (9.24), încărcarea arborilor și lagărelor este mai mică ; permit roți de diametre mai mici etc.

Cu apariția însă a curelei late-compound, avantajele enumerate se reduc, printre avantajele curelei trapezoidale numărîndu-se faptul că necesită forțe inițiale mai mici la aceeași forță utilă transmisă și un gabarit mai mic. In schimb, datorită rezistenței sale mari, a grosimii reduse și a stratului de piele cu care e căptușită, cureaua lată-compound are o capacitate de tracțiune comparabilă cu cea a curelelor trapezoidale, durabilitate și randament mai mare, permițînd în același timp rapoarte de trasmitere mai mari ($i \leqslant 20$).

Curelele trapezoidale se pot clasifica în felul următor (tabelul 9.3) :

Tabelul 9.3

Clasificarea curelelor trapezoidale

- Curele trapezoidale
  - Raportul $\frac{a}{h}$
    - clasice ($a/h=1,6$)
    - înguste ($a/h=1,2$)
    - late (de variator $a/h=2,5 \ldots 4$)
  - Construcție
    - Fără fine
    - Cu fine
      - cu lacăt
      - din elemente
  - Formă
    - Trapezoidale
    - Hexagonale (duble)
    - Multiple (dințate în secțiune)
    - Dințate (în lungime)
  - Contextură
    - Inserție șnur
      - simplu
      - răsucit din toroane (cablu)
    - Inserție rețea
  - Tipodimensiune
    - Y, Z, A, B, C, D, E (STAS 1163-60)
    - SPZ, SPA, SPB, 16×15, SPC (STAS 7192-65)

Cureaua trapezoidală îngustă ($a/h \approx 1{,}2$) prezintă avantajul unei suprafețe mărite de contact cu canalul, ceea ce mărește rezistența ei la uzură; ca urmare, capacitatea ei portantă este de 2—3 ori mai mare decît cea a curelelor trapezoidale clasice datorită tensiunii inițiale mari pe care o suportă.

Cureaua trapezoidală lată ($a/h = 2{,}5 \ldots 4$) se utilizează în variatoarele cu curea unde prezintă unele avantaje importante (v. Cap. 10).

În § 9.1 sînt descrise celelalte tipuri de curele trapezoidale (hexagonală, multiplă, dințată, din segmente).

Curelele trapezoidale clasice ($a/h \approx 1{,}6$) sînt standardizate în STAS 1164-67, într-o serie de tipo-dimensiuni, iar curelele trapezoidale înguste în STAS 7192-65 (tabelul 9.4).

Ca material pentru inserție se folosea înainte bumbac și viscoză; astăzi se utilizează cu precădere fibre sintetice pe bază de poliamide și poliesteri, ceea ce a avut ca urmare o creștere a capacității portante a curelelor trapezoidale de 2—5 ori și a durabilității de 10 ori (la aceeași încărcare) față de curelele trapezoidale cu inserție de bumbac.

9.7.9. **Îmbinarea capetelor curelei.** In afară de variantele de curele fără fine se utilizează și curele cu capetele îmbinate, în special în cazul roților de curea montate între reazeme. La o curea chiar de calitate superioară nu se poate utiliza complet capacitatea ei portantă dacă îmbinarea sa nu este satisfăcătoare.

Îmbinării i se cer următoarele calități: să asigure îmbinarea capetelor, astfel încît rezistența la oboseală a curelei să nu se reducă; să nu reducă flexibilitatea curelei; să nu provoace bătăi și un mers neregulat al curelei; să se poată executa **repede.**

Îmbinarea capetelor curelelor se poate executa prin: lipire, respectiv vulcanizare, coasere sau cu piese speciale (nituri, cleme, copci etc.). Astăzi se preferă îmbinarea cu adezivi la curelele late de piele și compound și vulcanizare la curele gumate.

Lipirea cu adezivi sintetici asigură o rezistență a îmbinării de 80—95% din rezistența curelei.

Înainte de lipire se pregătesc capetele curelei prin subțiere în formă de pană pe o lungime de $(20 \ldots 25)h$, h — grosimea curelei (fig. 9.23).

Tabelul 9.4

Tipodimensiunile de curele trapezoidale clasice și înguste

Profilul curelei	Y	Z	SPZ	A	SPA	B	SPB	16X15	C	SPC	D	E
$a \times h$ [mm]	6×4	10×6	—	13×8	—	17×11	—	—	22×14	—	32×19	38×25
$l_p \times h$ [mm]	5,3×4	8,5×6	8,5×8	11×8	11×10	14×11	14×13	16×15	19×14	19×18	27×19	32×25
Secțiunea A_c [cm²]	0,18	0,47	0,53	0,81	0,89	1,48	1,53	2,08	2,3	2,79	4,76	7,22

Curelele gumate se îmbină prin vulcanizare, iar capetele se pregătesc prin tăiere în formă de trepte, în dreptul inserţiilor (fig. 9.23).

Îmbinările cu piese speciale se execută foarte rapid, în schimb îmbinarea este rigidă şi produce şocuri la trecerea îmbinării peste roţi. De aceea nu se utilizează decît la transmisii cu viteze mici.

Curelele trapezoidale cu capetele îmbinate pot fi cu lacăt (fig. 9.10) sau din segmente (fig. 9.9). Ambele tipuri de curele prezintă avantajul montajului mai simplu, în schimb nu permit viteze mari, au o durabilitate scăzută (curelele se destramă în dreptul îmbinărilor) şi un gabarit mai mare.

9.7.10. **Roţile de curea. Controlul roţilor şi al curelelor.** O roată de curea constă din următoarele părţi: obadă, disc (spiţe) şi butuc. Dimensiunile principale ale unei roţi de curea lată sînt: diametrul D, lăţimea obezii B şi bombajul y. Lăţimea obezii este aproximativ $B=1{,}1\,a+10\ldots15$ mm (a — lăţimea curelei).

La transmisii încrucişate sau în unghi, lăţimea obezii se ia $B=(1{,}5\ldots2)a$.

La roţile pentru curele trapezoidale diametrul minim al roţii este limitat pentru fiecare tip de curea. În practică se va lua diametrul maxim posibil în funcţie de gabaritul transmisiei, astfel încît să fie satisfăcută condiţia $v\leqslant 40$ m/s.

La roţile lucrînd la viteze $v<25$ m/s se va executa o echilibrare statică; la $v>25$ m/s şi $D/B<5$ roţile se vor supune şi unei echilibrări dinamice.

Bombajul are drept scop asigurarea centrării curelei late pe mijlocul suprafeţei obezii datorită forţelor centrifuge ($y=1$ mm pentru $B=30\ldots50$ mm; $y=1{,}5$ mm pentru $B=60\ldots90$ mm).

Pentru a mări durabilitatea curelei late se vor prefera obezi plate în locul celor bombate; în acest caz însă, pentru a asigura un mers corect al curelei, abaterile de la paralelism ale arborilor şi roţilor vor fi reduse.

Roţile pentru curele trapezoidale sînt standardizate în STAS 1162-65 (fig. 9.24). Unghiul canalului depinde şi de diametrul roţii, deoarece la înfăşurarea curelei pe roată profilul ei se modifică şi unghiul scade. Astfel, pentru curele profil B la $D_p=125\ldots140$ mm, $\alpha=34°$, iar pentru $D_p=560$ mm, $\alpha=40°$. Canalul se execută cu o adîncime corespunzătoare curelelor înguste, astfel încît canalul corespunde şi pentru curele clasice.

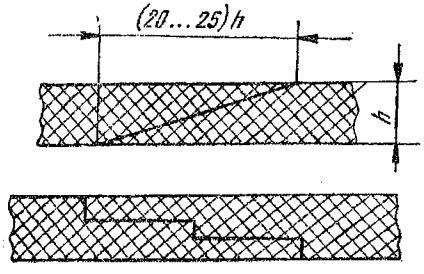


Fig. 9.23.

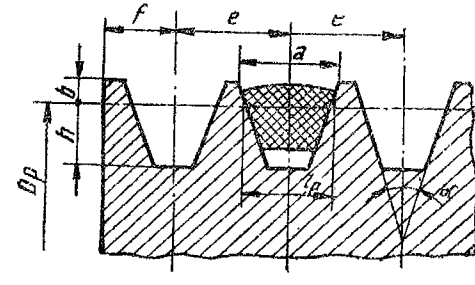


Fig. 9.24.

În STAS 1162-65 se indică modul de măsurare a profilului canalului și diametrului primitiv al roții. Unghiul profilului se verifică cu un șablon. Diametrul primitiv se poate măsura cu un șubler cu role având diametrul egal cu lățimea primitivă a canalului (v. lucrarea de laborator nr. 11).

La transmisii cu mai multe curele în paralel, în afară de tolerarea lungimii curelelor dintr-un set (abaterea maximă 0,15%), trebuie tolerate strîns diametrele și profilurile canalelor. Aceasta deoarece abaterile diametrelor primitive ale canalelor dintr-o roată au ca urmare că o curea o frînează pe cealaltă (se formează un circuit închis de forță), ceea ce duce la reducerea randamentului și a durabilității.

Ca material pentru roțile de curea se utilizează fonta (pentru $v < 30 \ldots 40$ m/s), oțelul (roți turnate și sudate), precum și roți realizate din tablă ambutisată în special pentru roțile de curele trapezoidale.

Se utilizează atît roți din aliaje ușoare, cît și din anumite materiale plastice (în special pentru roți mici).

Calculul exact al tensiunilor din obadă și spițele unei roți de curea este indicat în § 24.6.3 (*Calculul roților*).

9.8. CALCULUL TRANSMISIEI PRIN CURELE

9.8.1. **Introducere.** Calculul transmisiei prin curele se execută ținîndu-se seama de următorii factori: capacitatea de tracțiune, durabilitatea și randamentul transmisiei.

În manuale, tratate și cursuri de organe de mașini se prezintă o varietate mare de metode de calcul a curelelor: metoda bazată pe rezistența la rupere, cea bazată pe curbele de alunecare, metoda de calcul la durabilitate, metode tabelare etc. Această varietate de metode duce adesea la confuzii și greșeli.

În realitate toate metodele de calcul se pot grupa în două grupe: metode bazate pe tensiunea utilă și metode bazate pe rezistența admisibilă. Metodele tabelare se bazează pe una din cele două metode amintite.

9.8.2. **Metoda bazată pe tensiunea utilă** constă în utilizarea valorilor tensiunilor utile obținute pe cale experimentală pentru diferite tipuri de curele în funcție de alunecarea elastică ξ, tensiunea inițială σ_0, raportul h/D, viteză etc.

Cu alte cuvinte, în locul alegerii unei valori convenționale pentru coeficientul de frecare μ, pe baza căruia să se calculeze capacitatea portantă a transmisiei (v. § 9.3), valoarea tensiunii utile σ_u se determină experimental direct pe baza curbelor de alunecare (fig. 9.25).

În acest caz, la dimensionarea curelei se pornește de la coeficientul de tracțiune φ [relația (9.31)]:

$$\varphi = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} = \frac{F_t}{2S_0} = \frac{m-1}{m+1}. \tag{9.58}$$

Împărțind relațiile (9.58) prin secțiunea curelei se obține:

$$\varphi = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2} = \frac{\sigma_u}{2\sigma_0} = \frac{m-1}{m+1}. \tag{9.59}$$

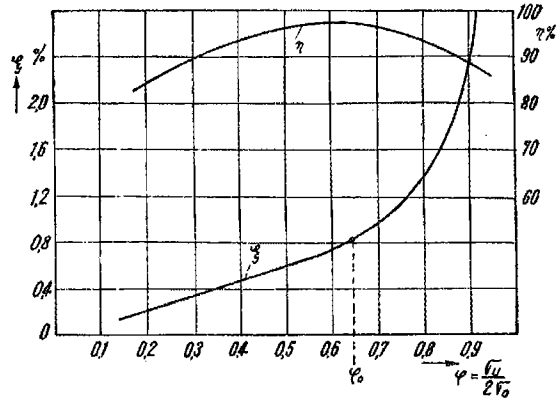


Fig. 9.25.

Coeficientul de tracțiune reprezintă astfel cota din tensiunea inițială aplicată transmisiei care contribuie la realizarea transmiterii de putere.

Pe de altă parte, așa cum s-a arătat (§ 9.4.2), datorită faptului că $S_1 > S_2$ se produce fenomenul de alunecare elastică. Valoarea lui ξ este (9.39):

$$\xi = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{E} = \frac{\sigma_u}{E}.$$

Din relația (9.39) se vede că alunecarea elastică crește cu tensiunea utilă transmisă. Prin urmare, menținînd σ_0 constant, ξ va varia cu φ. În felul acesta s-au ridicat diagrame $\xi = \xi(\varphi)$, așa-numitele *curbe de alunecare* (fig. 9.25).

Din figură se vede că pentru o anumită curea, în anumite condiții (σ_0, v, β, $h/D = const.$), pînă la o valoare a lui φ notată φ_0, coeficientul de alunecare crește liniar cu tensiunea utilă (încărcarea). Cînd $\varphi > \varphi_0$ se produce fenomenul de patinare, cînd capacitatea de tracțiune a curelei este epuizată.

În figura 9.25 este reprezentată și variația randamentului transmisiei în funcție de coeficientul de tracțiune φ. Se vede că în zona capacității maxime de tracțiune ($\varphi \to \varphi_0$) randamentul transmisiei este maxim.

Avînd determinată valoarea lui φ_0 pe cale experimentală, se poate calcula secțiunea curelei cu relația : $A_c = \frac{F}{\sigma_{ua}}$ unde σ_{ua} este :

$$\sigma_{ua} = 2\varphi_0\sigma_0.$$

Capacitatea portantă a curelei este :

$$P_0 = \frac{A_c v \sigma_{ua}}{1\,000} \quad [\text{kW}]. \tag{9.60}$$

În cazul transmisiilor prin curele trapezoidale, numărul de curele necesar pentru transmiterea unei puteri P este :

$$z = \frac{P}{P_0}.$$

Pentru a ține seama de complexul de factori care influențează asupra lui φ_0, acesta se calculează printr-o metodă diferențiată în care se introduc diferiți coeficienți care țin seama diferențiat de factorii ce influențează capacitatea de transmitere a curelei.

$$\varphi_0 = \varphi_m k_\beta k_D k_v k_e k_p ,$$

unde :

φ_m este coeficientul de tracțiune experimental în funcție de materialul, contextura și tehnologia curelei (tabelul 9.5);

k_β — coeficientul unghiului de înfășurare ;

k_D — coeficientul care ține seama de influența raportului h/D asupra capacității de tracțiune a curelei ;

k_v — coeficient de viteză ;

k_e — coeficient de regim de exploatare ;

k_p — coeficient de poziție a transmisiei.

Valorile lui φ_m din tabelul 9.5 sînt valabile pentru $\sigma_0 = 1{,}8$ N/mm^2 (tensiunea inițială obișnuită pentru curelele late din materiale clasice — piele, bumbac etc.). Pentru curelele late-compound și cele din materiale plastice tensiunea inițială poate fi mărită, deoarece fenomenele reologice au loc abia la tensiuni foarte ridicate.

Valorile lui φ_m pentru curele trapezoidale variază în limitele $\varphi_m = 0{,}55 \ldots 0{,}75$, în funcție de σ_0 (scade cu σ_0), de diametrul roții minime (crește cu D_{min}) și de contextura și tipodimensiunea curelei. Pentru curelele trapezoidale cu inserții de șnur (cablu) din fibre sintetice (poliamide, poliesteri etc.) nu există încă suficiente date experimentale pentru φ_m ; se pot recomanda însă aceleași valori ca mai sus, spre limita inferioară, în schimb σ_0 poate fi luat mai mare. În timp ce la curelele trapezoidale cu inserție de rețea de bumbac sau viscoză $\sigma_0 = 1 \ldots 1{,}5$ N/mm^2, la curelele cu inserție de șnur din fibre sintetice, $\sigma_0 = 2 \ldots 3{,}5$ N/mm^2 și chiar mai mult.

Valorile coeficienților k_β, k_v și k_e pentru curele trapezoidale sînt indicate în STAS 1163-67, iar pentru curele late în STAS 615-49.

Coeficientul de poziție k_p la curele late are valori în limitele : $k_p = 1$ (transmisie orizontală) ... $k_p = 0{,}8$ (transmisie verticală). La transmisii prin curele trapezoidale sau prin curele late cu role de întindere, $k_p = 1$, independent de poziția transmisiei.

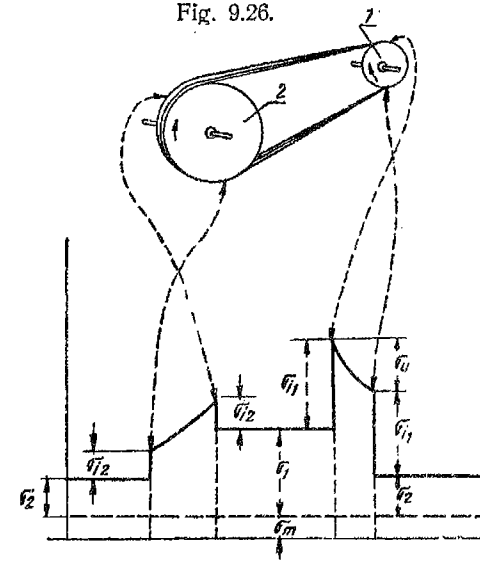
Metoda de calcul bazată pe tensiunea utilă prezintă în primul rînd neajunsul că nu ține seama de rezistența admisibilă, adică practic nu include în calcul durabilitatea curelei. Totodată metoda de calcul nu introduce o serie de factori hotărîtori în ceea ce privește durabilitatea ca : frecvența flexiunilor și raportul de transmitere. De fapt metoda s-a introdus într-o vreme cînd se utilizau transmisii lente și deci nu se punea problema durabilității, capacitatea de tracțiune fiind suficientă pentru dimensionarea unei transmisii prin curele.

Tabelul 9.5

Valorile lui φ_m pentru curele late

Materialul curelei	φ_m
Piele	$0{,}8-8{,}35\frac{h}{D}$
Gumate	$0{,}64-2{,}8\frac{h}{D}$
Bumbac cusute	$0{,}64-5{,}6\frac{h}{D}$
Bumbac țesute	$0{,}6-4{,}15\frac{d}{D}$
Lînă	$0{,}5-4{,}15\frac{d}{D}$

Fig. 9.26.



9.8.3. **Metoda bazată pe rezistența admisibilă** pornește de la formula tensiunii maxime (9.49):

$$\sigma_{max}=\sigma_1+\sigma_{t1}+\sigma_m=\frac{m}{m-1}\sigma_u+\sigma_{t1}+\sigma_m\leqslant\sigma_a,$$

care se compară cu rezistența admisibilă.

Tensiunea utilă care se poate transmite prin curea devine:

$$\sigma_u=\frac{m-1}{m}(\sigma_a-\sigma_{t1}-\sigma_m). \qquad (9.61)$$

Metoda prezintă două variante: una mai veche, la care rezistența admisibilă s-a determinat în funcție de rezistența la rupere, și alta mai nouă, la care rezistența admisibilă se ia în funcție de rezistența la oboseală a curelei.

Metoda bazată pe rezistența la rupere prezintă neajunsul că rezistența la rupere nu este un criteriu hotărîtor la o curea, întrucît nu este suficient ca o curea să nu se rupă static; ea trebuie să asigure transmiterea unei anumite puteri la o anumită durabilitate.

Din acest motiv, metoda aceasta de calcul nu se mai folosește astăzi, ci rezistența admisibilă se bazează pe un calcul la durabilitate. Dacă în loc de a-l determina pe m din relația: $m=e^{\mu\beta}$ pe baza unui coeficient de frecare global (metodă veche), valoarea lui se determină pe baza valorii lui φ_0 $\left(m=\frac{1+\varphi_0}{1-\varphi_0}\right)$ calculat cu relația (9.31), φ_0 fiind determinat experimental cu ajutorul curbelor de alunecare, atunci metoda bazată pe rezistența admisibilă ține seama concomitent atît de capacitatea de tracțiune, cît și de durabilitate.

Pentru calculul la durabilitate se ține seama de faptul că solicitarea curelei variază conform schemei din figura 9.26.

Datorită solicitării variabile la care este supusă, cureaua are o durabilitate limitată. Astfel, curelele de piele, care lucrează pe mașini cu viteze mijlocii, au o durabilitate de 3 500—4 000 de ore, cele de bumbac de 1 500—2 000 de ore, curelele gumate și cele trapezoidale de 2 000—10 000 de ore.

In prezent nu există date experimentale suficiente cu privire la rezistența la oboseală a curelelor. In ultimii ani s-au efectuat încercări în acest sens și la catedra Organe de mașini a I.P.T.

Incercările experimentale cu privire la rezistența la oboseală a curelelor arată că și la curele se obține o curbă de tip Wöhler însă, spre deosebire de oțel, curba Wöhler nu prezintă și o ramură asimptotică. Astfel, nu se poate vorbi de o limită de oboseală propriu-zisă la curele, ci doar de o durabilitate corespunzătoare unui anumit număr de cicluri.

Ca și la metale, curba Wöhler se poate exprima sub forma unei politrope: $\sigma^q N = const.$ Valorile lui q sînt indicate în tabelul 9.6.

In felul acesta, cunoscînd tensiunea limită σ_b pentru un număr anumit de cicluri de bază N_b se poate scrie:

$$\sigma_b^q N_b = \sigma_{1\,max}^q N. \tag{9.62}$$

Valorile tensiunilor limită σ_b sînt indicate în tabelul 9.6.

Astfel numărul de cicluri devine:

$$N = N_b \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{1\,max}} \right)^q \text{ cicluri,} \tag{9.63}$$

unde [relația (9.49)]:

$$\sigma_{1\,max} = \sigma_1 + \sigma_{l1} + \sigma_m .$$

Dacă frecvența flexiunilor curelei peste roți este f, atunci numărul de cicluri se mai poate exprima prin relația: $N = 3\,600 fH$, iar durata de funcționare în ore este:

$$H = \frac{N_b}{3\,600 f} \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{1\,max}} \right)^q \text{ [ore].} \tag{9.64}$$

Deoarece în relația (9.63) nu s-a ținut seama de faptul că tensiunile σ_{max} sînt diferite pe roata mare și roata mică (v. și fig. 9.26), se introduce un coeficient k_l care reduce pe σ_{2max} la σ_{1max} și care depinde de raportul de transmitere i.

Tabelul 9.6

Valorile lui σ_b la $N_b=10^7$ cicluri și q pentru cîteva tipuri de curele trapezoidale

Tipodimensiunea	Tip inserție	σ_b [N/mm²]	q
Profil B	Rețea bumbac	6...8	6,5
Profil B	Rețea viscoză	7...9	7,5
Profil 16×15	Șnur poliesteric	8...10	8
Profil C	Șnur viscoză	6...8	6

Coeficientul k_l rezultă prin înlocuirea efectului celor două solicitări $\sigma_{1\,max}$ și $\sigma_{2\,max}$ prin solicitarea $\sigma_{1\,max}$ redusă prin acest coeficient, care produce același efect ca și cele două solicitări :

$$(\sigma^q_{1\,max}+\sigma^q_{2\,max})\frac{N}{2}=\sigma^q_{1\,max}\frac{N}{k_l},$$

$$k_l=\frac{2}{1+\left(\frac{\sigma_{2\,max}}{\sigma_{1\,max}}\right)^q};\quad k_l=1\ldots2. \tag{9.65}$$

Ca urmare, rezistența admisibilă este :

$$\sigma_a=\sigma_b\left(\frac{k_l k_r N_b}{3\,600fH}\right)^{\frac{1}{q}}, \tag{9.66}$$

iar durabilitatea :

$$H=\frac{N_b}{3\,600f}\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{1\,max}}\right)^q k_l k_r,\quad [\text{ore}]. \tag{9.67}$$

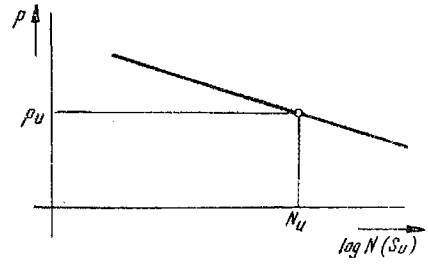
Dacă regimul de lucru este variabil, cureaua lucrînd un anumit timp sub sarcina nominală, se introduce și coeficientul de regim k_r. De exemplu, la strunguri : $k_r=1{,}8$ — curele late ; $k_r=2{,}1$ — curele trapezoidale.

Rezistența admisibilă calculată cu relația (9.66) se introduce în relația (9.61), astfel că se obține tensiunea utilă în funcție de rezistența admisibilă determinată din condiția de durabilitate.

Calculul la uzură. Deoarece multe curele și în special curelele trapezoidale cu inserție de șnur și curelele trapezoidale late ies din uz din cauza uzurii, se impune verificarea acestora la uzură.

In acest scop se calculează presiunea între curea și roată (canal — la curele trapezoidale) cu relațiile (9.28), respectiv (9.29). Se calculează de asemenea unghiul de alunecare cu relația (9.32). Avînd determinat experi-

Fig. 9.27.



mental drumul de uzură S_u în cazul îndepărtării prin uzură a diferite grosimi de curea cu diferite presiuni (fig. 9.27), se determină durabilitatea în ore cu relația :

$$H = \frac{S_u \cdot p_u^{\gamma}}{3\,600 p^{\gamma} R f \beta_a}, \quad [\text{ore}] \tag{9.68}$$

unde :

p_u este presiunea la care s-a efectuat încercarea ;
γ — exponent experimental ;
p — presiunea între curea și roată (canal).

Notă : Încercări preliminare au arătat că și la uzură se obține o relație de formă : $S_u p_u^{\gamma} = S p^{\gamma}$.

9.8.4. **Metode tabelare de calcul ale curelelor** se aplică în special pentru calculul curelelor trapezoidale (STAS 1163-67). La această metodă de calcul se indică în tabele, în funcție de profilul curelei (ales și el pe baza unor diagrame), diametrul roții de curea, raportul de transmitere și turația, puterea nominală P_0 care poate fi transmisă de o curea. Numărul de curele se calculează cu relația :

$$z = \frac{P C_d}{P_0 C_\beta C_L}, \tag{9.69}$$

unde :

c_d este un coeficient dinamic (de viteză);
c_β — coeficient al unghiului de înfășurare ;
c_L — coeficient al lungimii curelei (ține seama de influența frecvenței asupra durabilității). Valorile acestor coeficienți sînt indicate în tabele (STAS 1163-67).

În mod similar se calculează și curelele late, indicîndu-se în tabele puterea P_1 pe o lățime unitară și calculîndu-se lățimea pe baza puterii necesare.

9.8.5. **Optimizarea parametrilor funcționali ai transmisiei prin curele.** Metodele de calcul prezentate mai sus prezintă neajunsul că nu permit adaptarea tensiunii inițiale la condițiile concrete de funcționare a transmisiei. Din

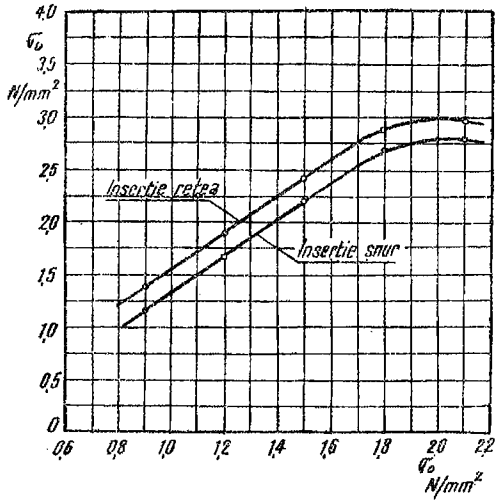


Fig. 9.28.

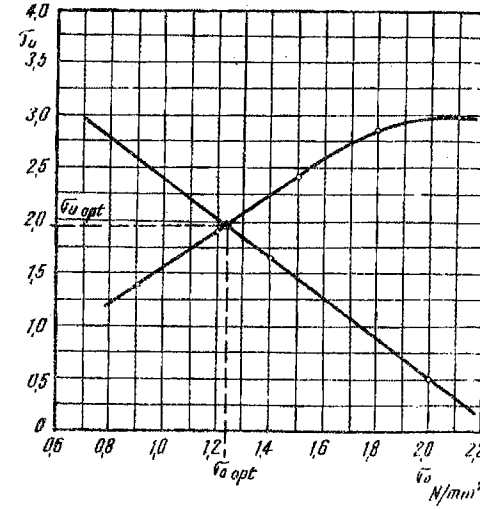


Fig. 9.29.

relația (9.59): $\sigma = \varphi_0 \sigma_0$ se vede că tensiunea utilă este proporțională cu tensiunea inițială din ramurile curelei. Această relație se poate reprezenta printr-o diagramă care pentru valori uzuale ale tensiunii inițiale este o dreaptă (fig. 9.28).

Faptul că pînă în prezent nu s-a ținut seama în calcule de tensiunea inițială din curea se explică prin aceea că la materialele clasice (piele, bumbac, cauciuc cu inserție de bumbac etc.), chiar la tensiuni inițiale relativ mici ($\sigma_0 = 1 \ldots 2$ N/mm²) se produceau fenomene reologice în curea, care impuneau numeroase demontări și scurtări ale curelei, ducînd în același timp la o reducere a durabilității.

Datorită îmbunătățirii substanțiale a curelelor, atît în ceea ce privește materialele folosite, cît și în ceea ce privește construcția curelei, s-a obținut o creștere a capacității de tracțiune a curelei (de 3—4 ori față de cureaua clasică) și a durabilității ei.

Această situație nouă impune revizuirea vechilor metode de calcul și introducerea unei metode noi care să țină seama de schimbările survenite în tehnologia și construcția acestui organ de mașină.

Problema stabilirii tensiunii inițiale optime se rezolvă prin intersecția celor două drepte, corespunzătoare durabilității și capacității de tracțiune (fig. 9.29).

Scriind relația (9.50) sub forma:

$$\sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} = \sigma_a - \sigma_{t1} - \sigma_m$$

și notînd :

$$\sigma_a - \sigma_{t1} - \sigma_m = e,$$

se obține :

$$\sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} = e, \tag{9.70}$$

unde :

$$e = \sigma_b \left(\frac{k_l k_r N_b}{3\,600 f H} \right)^{\frac{1}{q}} - 2y \frac{E_i}{D_1} - 10^{-6} \rho v^2. \tag{9.71}$$

Intersectînd cele două drepte (9.59) și (9.70):

$$\sigma_u = 2\varphi_0 \sigma_0; \quad \sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} = e,$$

rezultă valorile optime ale lui σ_0 și σ_u:

$$\sigma_{0\,opt} = \frac{e}{1+\varphi_0}; \tag{9.72}$$

$$\sigma_{u\,opt} = \frac{2e\varphi_0}{1+\varphi_0}. \tag{9.73}$$

Grafic, soluția se prezintă ca în figura 9.29.

Capacitatea portantă maximă a transmisiei este limitată de fenomenele reologice din curea, cînd tensiunea utilă nu mai crește cu creșterea tensiunii inițiale (fig. 9.28). In acest domeniu relația (9.59) nu mai este valabilă; de altfel nici funcționarea nu este corespunzătoare. Stabilind un coeficient de siguranță față de această limită, se poate determina sarcina utilă maximă de funcționare.

Din cele de mai sus se vede că noua metodă de calcul permite adaptarea tensiunii inițiale la condițiile de funcționare ale transmisiei. Aceasta impune însă măsurarea tensiunii de montaj la curele. In cadrul laboratorului de Organe de mașini al I.P.T. s-a realizat un asemenea dispozitiv (v. lucrarea de laborator nr. 11).

Metoda tabelară de calcul a curelelor se poate combina cu determinarea tensiunii inițiale și utile optime. In acest scop, după ce s-a ales profilul de curea, se calculează valorile φ_0 și e pe baza datelor experimentale pentru curelele respective.

9.8.6. **Schema de calcul a unei transmisii prin curele.** In tabelul 9.7 se indică schema de calcul a unei transmisii prin curele (se utilizează atunci cînd lipsesc metodele tabelare sau pentru întocmirea unor asemenea metode).

Tabelul 9.

Schema de calcul a unei transmisii prin curele

Se dă: puterea P [kW]
viteza unghiulară a arborelui motor ω_1 [rad/s];
raportul de transmitere, i;
condițiile de funcționare.
Se alege: materialul și tipul curelei;
durata de funcționare H, [ore]

Nr. crt.	Mărime	Simbol	Relația de calcul
1	Diametrul roții mici [mm]	$D_{min}(D_1)$	$D_1=500\sqrt[3]{\frac{P}{\omega_1}}$ La curele late-compound: $D_1\approx 250\sqrt[3]{\frac{P}{\omega_1}}$
2	Viteza curelei [m/s]	v	$v=\frac{D_1\omega_1}{2\,000}$; $v<v_{max}$ Curele late: $v_{max}\leqslant 30$ m/s Curele late-compound: $v_{max}\leqslant 100$ m/s Curele trapezoidale: $v_{max}\leqslant 50$ m/s
3	Diametrul roții conduse [mm]	D_2	$D_2=iD_1$
4	Lungimea aproximativă a curelei [mm]	L	Curele late: $L\approx\frac{v}{5}\left(\text{practic}\,\frac{v}{3}\ldots\frac{v}{2}\right)$ Curele late-compound: $\frac{v}{50}\left(\text{practic}\,\frac{v}{30}\ldots\frac{v}{20}\right)$
5	Distanța între axe [mm]	A	Curele late: $A_{opt}=2(D_1+D_2)$ Curele late-compound și curele trapezoidale $A=0{,}75\,(D_1+D_2)\ldots 1{,}5(D_1+D_2)$
6	Lungimea exactă a curelei [mm]	L	$L=2A+\frac{\pi}{2}(D_1+D_2)+\frac{(D_2-D_1)^2}{4A}$
7	Frecvența flexiunilor [1/s]	f	$f=\frac{zv}{L}$, (z — numărul de roți peste care se înfășoară cureaua) Curele late: $f\leqslant 10$ Curele late-compound: $f\leqslant 100$ Curele trapezoidale clasice: $f\leqslant 30$ Curele trapezoidale înguste: $f\leqslant 50$

Tabelul 9.7 (continuare)

Nr. crt.	Mărime	Simbol	Relația de calcul
8	Unghiul de înfășurare [rad]	β_1	$\beta_1=\pi-\frac{D_1+D_2}{A}$
9	Grosimea curelei [mm]	h	$h=D_1\left(\frac{h}{D_{min}}\right)$; $\frac{h}{D_{min}}$ se alege în funcție de tipul și materialul curelei
10	Coeficienții de calcul	φ_m, k_β k_v, k_D k_e, k_p	Se aleg din tabele (unele sînt indicate în standarde)
11	Coeficientul de tracțiune	φ_0	$\varphi_0=\varphi_m k_\beta k_D k_v k_e k_p$
12	Rezistența admisibilă [N/mm²]	σ_a	$\sigma_a=\sigma_b\left(\frac{K_l K_r N_b}{3\,600fH}\right)^{\frac{1}{q}}$ K_l (relația 9.65); $N_b=10^7$; σ_b și q — tabelul 9.6
13	Tensiunea inițială optimă [N/mm²]	$\sigma_{0\,opt}$	$\sigma_{0\,opt}=\frac{\sigma_a-\frac{2yE_l}{D_1}-10^{-6}\rho v^2}{1+\varphi_0}$ E_l — tabelul 9.2; ρ — tabelul 9.2
14	Tensiunea utilă optimă [N/mm²]	$\sigma_{u\,opt}$	$\sigma_{u\,opt}=2\varphi_0\sigma_{0\,opt}$
15	Lățimea curelei [mm]	a	$a=\frac{1\,000P}{vh\sigma_{u\,opt}}$
16	Lățimea obezii [mm]	B	Transmisii deschise: $B=1{,}1a+10\ldots15$ mm Transmisii încrucișate: $B=(1{,}5\ldots2)a$

9.9. PROBLEME CONSTRUCTIVE, DE EXPLOATARE ȘI MONTAJ ALE TRANSMISIILOR PRIN CURELE

9.9.1. Recomandări constructive și de exploatare. Pentru ca transmisia prin curele să lucreze în bune condiții și să aibă o durabilitate corespunzătoare, se recomandă unele soluții constructive și de exploatare.

Se va prefera transmisia cu curele late orizontală sau puțin înclinată; se va prefera transmisia reductoare de turație celei amplificatoare.

La transmisia cu curele trapezoidale, poziția transmisiei nu influențează capacitatea ei portantă.

Deoarece cu creșterea unghiului de înfășurare crește forța periferică pe care o poate transmite cureaua, este preferabil ca ramura condusă să fie superioară, căci în acest caz, unghiul de înfășurare este mai mare (aceasta se referă la transmisii orizontale sau puțin înclinate).

Lungimea curelelor late nu trebuie să depășească 5 (D_1+D_2), întrucît în acest caz transmisia are un mers neliniștit și cureaua bate. Dar în același timp creaua nu trebuie să fie prea scurtă, căci o curea scurtă este supusă la o frecvență prea mare a flexiunilor, ceea ce duce la reducerea durabilității curelei: $A_{optim}=2(D_1+D_2)$. La curele late: $f_{max} < 10\ s^{-1}$; la curele late-compound $f_{max} < 100\ s^{-1}$; la curele trapezoidale clasice $f_{max} < 30\ s^{-1}$; la curele trapezoidale înguste $f_{max} < 50\ s^{-1}$.

Din relația de calcul a frecvenței flexiunilor: $f=\frac{zv}{L}$ rezultă lungimea minimă pentru o curea:

$$L_{min}=\frac{zv}{f_{max}}.$$

Admițînd la curele late $f \leqslant 10$ 1/s (pentru transmisii cu $z=2$, caz obișnuit):

$$L_{min} \geqslant \frac{v}{5}\left(\text{de obicei } \frac{v}{3}\ldots\frac{v}{2}\right).$$

La curele trapezoidale: $0{,}75\ (D_{p1}+D_{p2}) \leqslant A \leqslant 1{,}5(D_{p1}+D_{p2})$.

Gabaritul unei transmisii prin curele depinde în mare măsură de diametrele roților, iar viteza periferică a curelei depinde de diametrul roții minime. Reducerea diametrului acesteia este limitată de creșterea solicitării la încovoiere la înfășurarea curelei pe roată $\left(\sigma_i=\frac{2yE_i}{D}\right)$. Mărirea valorii lui D este limitată de creșterea vitezei curelei și de creșterea gabaritului transmisiei. Vitezele limită admise pentru curele sînt următoarele:

— curele late cu îmbinare: $v_{max} \leqslant 20\ldots25$ (pt. piele, 30 m/s);
— curele trapezoidale: $v_{max} \leqslant 50$ m/s;
— curele late fără fine: $v_{max} \leqslant 50$ m/s;
— curele late-compound: $v_{max} \leqslant 100$ m/s.

Se recomandă să nu se folosească curele în transmisii ce lucrează la viteze $v < 0{,}5$ m/s din cauza forțelor mari care apar în asemenea transmisii, chiar la puteri relativ mici. În acest caz este mai avantajoasă folosirea lanțurilor sau a curelelor dințate cu angrenare.

Diametrul roții minime la o transmisie prin curele de piele de exemplu se poate determina pornind de la momentul care se poate transmite prin curea și care este:

$$M_t=\frac{F_tD_1}{2}=10^6\frac{P}{\omega_1}\quad [\text{Nmm}]; \qquad (9.74)$$

Forța tangențială este:

$$F_t = A_c \sigma_u = a h \sigma_u, \tag{9.75}$$

unde:

F_t este forța utilă (tangențială) din curea;
A_c — secțiunea curelei;
σ_u — tensiunea utilă;
a, h — lățimea, respectiv înălțimea curelei.

Admițînd $\frac{h}{D_1} \approx \frac{1}{30}$; $a \approx 10\,h$; $\sigma_u = 1{,}5$ N/mm² (valori uzuale) rezultă:

$$a = 10 \frac{D_1}{30} = \frac{D_1}{3}$$

și, ca urmare, relațiile (9.75) și (9.74) devin:

$$F_t = \frac{D_1}{3} \frac{D_1}{30} 1{,}5 = \frac{D_1^2}{60}$$

și:

$$M_t = \frac{D_1^2}{60} \frac{D_1}{2} = 10^6 \frac{P}{\omega_1}; \tag{9.76}$$

$$D_1 \approx 500 \sqrt[3]{\frac{P}{\omega_1}} \quad [\text{mm}].$$

Valoarea lui D_1 poate fi redusă sub cea care rezultă din relația (9.76), dar aceasta are ca urmare reducerea durabilității curelei (solicitări mari de încovoiere, căci h/D crește). Curelele late-compound permit diametre minime mai mici din cauza flexibilității și a tensiunii utile mari ($D_{min} = 50$ mm). Tot din cauza tensiunii utile mari și curelele trapezoidale permit diametre minime relativ mici. În STAS 1163-67 se indică pentru fiecare tipodimensiune de curea trapezoidală diametrul minim de roată de curea.

Suprafața roții trebuie rectificată, căci o suprafață neprelucrată distruge cureaua din cauza alunecării elastice. De altfel și coeficientul de frecare între curea și roată este mai mare pentru obezi netede, decît pentru obezi prelucrate brut.

Curelele de piele trebuie unse din cînd în cînd cu grăsime organică, pentru ca ele să-și mențină flexibilitatea și pentru a avea un coeficient de frecare mare. Înainte de ungere se recomandă să se spele cureaua cu apă caldă și săpun. Este interzis a se folosi în mod curent sacîz cu scopul de a mări capacitatea de transmitere a curelei, căci sacîzul distruge cureaua, iar efectul de creștere a coeficientului de frecare este trecător.

Curelele de piele noi trebuie întinse înainte de montaj. Deoarece curelele se lungesc la început, ele trebuie demontate și scurtate după un timp oarecare de funcționare. Pentru evitarea deformării plastice a curelelor de piele în timp și pentru mărirea capacității lor de transmitere, în ultimii ani s-a introdus procedeul de tăbăcire a curelelor în stare tensionată.

9.9.2. **Mijloace de realizare a tensiunii inițiale.** Pentru a putea transmite o forță periferică, în curea trebuie realizată o tensiune inițială. Pentru realizarea ei există următoarele mijloace (tabelul 9.1):

tensionarea datorită greutății proprii a curelei este posibilă numai la transmisii orizontale sau puțin înclinate și cu distanță mare între axe;

scurtarea curelei cu o anumită cantitate ΔL pentru realizarea tensiunii inițiale. Se calculează cu relația:

$$\Delta L = L\frac{\sigma_0}{E_t}; \qquad (9.77)$$

deplasarea uneia din roți pe sanie, de obicei împreună cu agregatul pe care e montată roata este mijlocul de realizare a tensiunii inițiale în cazul curelelor trapezoidale și în general al curelelor fără fine.

Limita de reglare a distanței între axe standardizată este între +3% și —1,5% din lungimea curelei (lungimea primitivă la curele trapezoidale și interioară la curele late — ISO R 155).

Pentru a realiza o tensiune inițială constantă, independent de deformația plastică a curelei, se utilizează dispozitive la care tensionarea curelei se realizează datorită greutății motorului (fig. 9.30).

Din figură rezultă relația pentru calculul lui S_0:

$$Ga = S_0 b + S_0 c,\ S_0 = \frac{Ga}{b+c}; \qquad (9.78)$$

Tensionarea cu rolă de întindere (fig. 9.31). Cu ajutorul rolei de întindere apăsată pe ramura trasă se mărește unghiul de înfășurare, deci capacitatea de transmitere a curelei. Se utilizează în cazul transmisiilor pentru puteri mari cu distanță redusă între axe (gabarit mic) sau în cazul utilizării curelelor fără fine, cînd deplasarea unei roți nu este posibilă.

Transmisiile cu role de întindere, de lîngă faptul că permit transmiterea puterii între două roți apropiate, realizîndu-se un unghi de înfășurare mare, mai prezintă următoarele avantaje: se pot realiza rapoarte de transmitere mai mari și se reglează automat (în oarecare măsură), reglarea automată constînd în mărirea unghiului de înfășurare atunci cînd încărcarea curelei crește (crește S_1 și scade S_2). Pentru evitarea eforturilor mari de încovoiere a curelei pe rolă diametrul acesteia se ia: $D_{rolă} \geqslant (0{,}8 \ldots 1{,}0) D_{min}$.

Calculul transmisiilor cu rolă de întindere se face în prezent la fel ca și calculul transmisiilor obișnuite, ținîndu-se seama prin coeficientul k_β de mărire a unghiului de înfășurare datorită rolei. Pentru calculul forței de apăsare R a rolei pe curea se poate utiliza relația (fig. 9.31):

$$R = 2\, S_0 \cos\psi. \qquad (9.79)$$

Valoarea unghiului ψ se determină grafic.

De obicei, centrul de rotație al pîrghiei de susținere a rolei coincide cu axa roții mici. În felul acesta rola se găsește la o distanță constantă de roată mică.

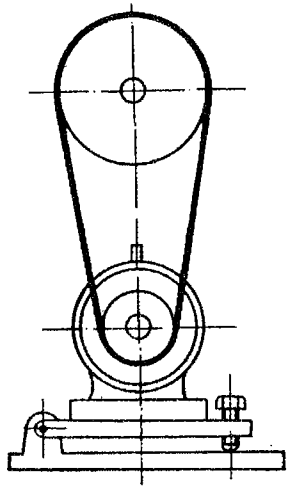


Fig. 9.30.

Pentru a realiza în orice moment o corespondenţă între S_0 şi F_t, ceea ce duce la creşterea durabilităţii curelelor, se utilizează *sisteme de reglare automată* a tensiunii iniţiale $\left(\frac{F_t}{S_0}=const.\right)$.

În figura 9.32 este indicat un asemena dispozitiv. Roata de curea este montată pe un motor basculant. Motorul basculant se roteşte conform săgeţii 2 în funcţie de variaţia momentului rezistent, creînd în mod corespunzător tensiuni iniţiale în curea.

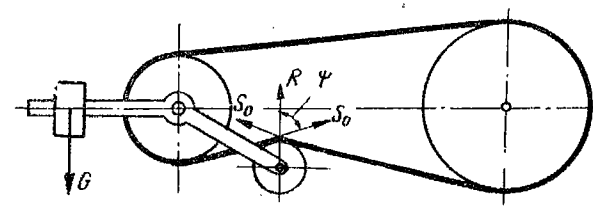


Fig. 9.31.

Pentru evitarea folosirii motoarelor basculante se poate monta pe arborele unui motor fix un pinion care antrenează o roată dinţată montată pe o manivelă ce se roteşte liber în jurul axei motorului şi pe axa căreia este montată şi roata de curea (fig. 9.33). Forţa din angrenaj realizează tensiunea iniţială din curea.

Dezaxarea rotorului se calculează astfel încît să se realizeze raportul $m=\frac{S_1}{S_2}=\frac{h_1}{h_2}$ (fig. 9.32).

Din figura 9.32 se vede că atunci cînd vectorul $\bar{F}_a$ (forţa pe arbore) trece prin centrul de rotaţie al statorului se poate scrie relaţia :

$$S_2h_1-S_1h_2-G_ra_g=0. \qquad (9.80)$$

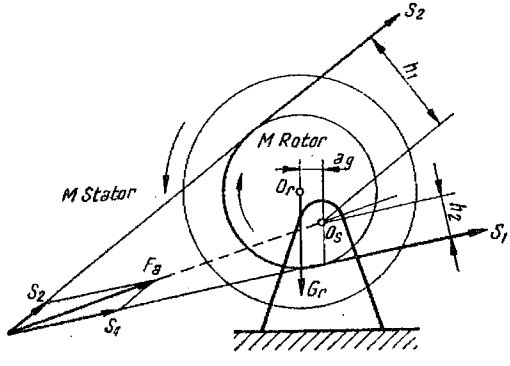


Fig. 9.32.

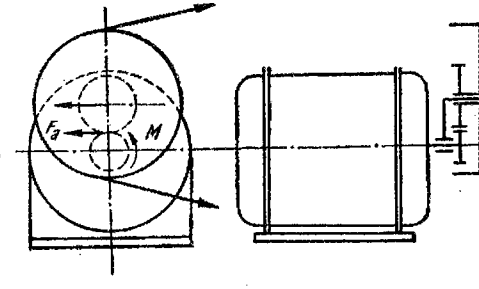


Fig. 9.33.

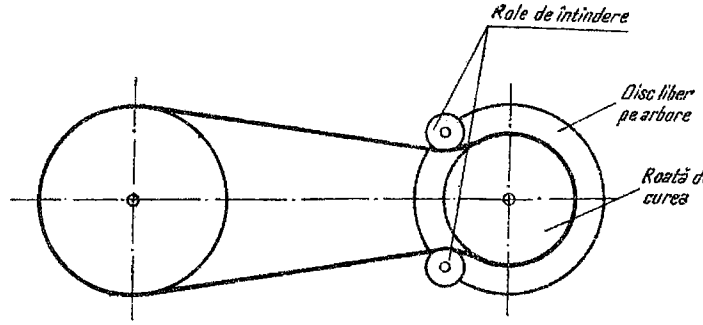


Fig. 9.34.

Cum de obicei greutatea G_r a rotorului se echilibrează cu contragreutăți sau arcuri, relația (9.80) devine:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{h_1}{h_2} = m.$$

Utilizarea tensionării automate prezintă avantajul unor încărcări minime pe arbori și lagăre, a unor unghiuri de înfășurare minime mici și rapoarte de transmitere mari, a unui randament ridicat (mergînd pînă la 98%) și a unui montaj ușor, nefiind necesară o tensionare ulterioară și asigurînd o mare siguranță de serviciu.

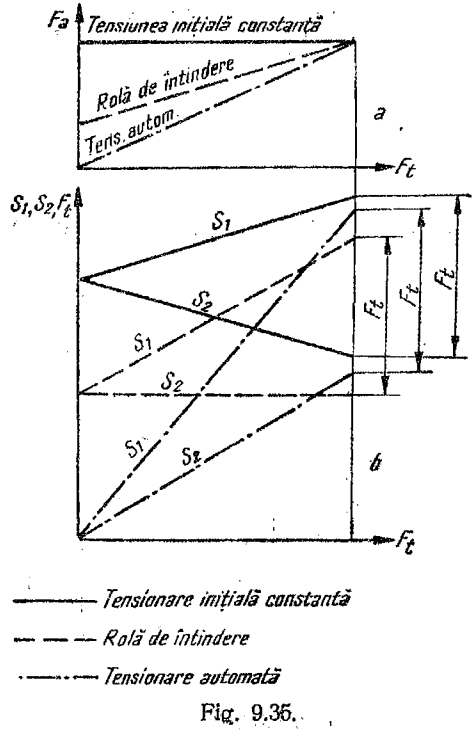


Fig. 9.35.

În cazul utilizării transmisiilor cu sens de rotație variabil se poate utiliza dispozitivul cu rolă de întindere din figura 9.34.

Dispozitivul constă dintr-un disc montat liber pe arborele motor. Pe acest disc sînt montate două role de întindere care sînt apăsate pe curea, creînd o anumită forță inițială de întindere.

Din cauza echilibrului discului, la o creștere a încărcării crește unghiul de înfășurare pe ramura trasă și sarcina ce se poate transmite. Datorită existenței celor două role, fenomenul are loc pentru ambele sensuri de rotație ale roții.

În figura 9.35 se indică o comparație între cele trei sisteme principale de întindere: cu tensiune inițială constantă, cu rolă de întindere și cu tensionare automată.

Din diagrama din figura 9.35, *a* se vede că la o tensionare inițială constantă, forța pe arbore F_a este constantă și independentă de încărcare. La utilizarea rolei de întindere se produce o încărcare pe arbore chiar în repaus, în timp ce la tensionarea automată, în repaus arborii sînt descărcați.

In diagrama din figura 9.35, *b* se vede cum se realizează forța periferică F_t ($F_t=S_1-S_2$) în cele 3 cazuri: la tensionarea inițială constantă, în timp ce S_1 crește, S_2 scade; la utilizarea rolei de întindere S_1 crește, în timp ce S_2 rămîne constant; la tensionarea automată cresc concomitent, atît S_1, cît și S_2, creșterea fiind astfel încît $S_1-S_2=F_t$.

In cadrul catedrei de organe de mașini a I.P.T. s-au realizat unele dispozitive de tensionare automată bazate pe forțe masice care se produc în obada unei roți de curea formată din segmenți.

10. VARIATOARE DE TURAȚIE

10.1. INTRODUCERE. CLASIFICARE. CRITERII DE ALEGERE A DIFERITELOR TIPURI DE VARIATOARE DE TURAȚIE

10.1.1. Definiție. Variatoarele de turație sînt transmisii care permit transmiterea puterii cu o variere continuă între anumite limite a raportului de transmitere. Ele prezintă o seamă de avantaje, ca:

a) varierea turației în mers, ceea ce elimină timpii de oprire (auxiliari) pentru schimbarea turației;

b) permit realizarea turației optime din punct de vedere tehnico-economic;

c) operațiile mașinii de lucru se pot automatiza cu ușurință;

d) nu produc vibrații și zgomot;

e) mecanismul de variere a turației este simplu (spre deosebire de cutiile de viteze cu roți dințate);

f) față de alte mijloace de variere continuă a turației (mașini electrice cu turație variabilă, turbotransmisii hidraulice etc.), variatoarele sînt mai simple, mai ieftine și au în general un randament mai ridicat.

Datorită alunecării, raportul de transmitere nu se menține constant și diferă de cel teoretic. Aceasta prezintă în unele cazuri (cînd se cere un raport de transmitere riguros constant) unele neajunsuri, în schimb prezintă avantajul că o asemenea transmisie reprezintă cîteodată un element de siguranță într-un lanț cinematic. Datorită faptului că în cele mai multe construcții de variatoare, mișcarea se transmite datorită frecării, arborii și lagărele sînt supuse la încărcări mari. De asemenea, pentru realizarea frecării sînt necesare mecanisme de apăsare a suprafețelor de frecare.

Variatoarele se folosesc cu precădere în diferite mecanisme și aparate unde se cer puteri relativ mici; totuși utilizarea lor la puteri care merg pînă la cîteva sute de kW nu mai prezintă astăzi un caz izolat.

Pentru varierea turației, în afară de variatoare se utilizează și alte soluții constructive. Astfel se folosesc transmisii mecanice care permit varierea turației în trepte : cutii de viteze și transmisii prin curele cu roți etajate ; turbotransmisii hidraulice, motoare electrice de curent continuu sau de curent alternativ cu număr variabil de poli (permite varierea turației în trepte), cît și diferite combinații ale acestora : variatoare cu reductoare ; turbotransmisii hidraulice cu cutii de viteze etc.

Cutiile de viteze prezintă avantajele unei game de reglare nelimitate, caracteristică rigidă (fără alunecare), posibilitatea transmiterii de puteri foarte mari, siguranță și durabilitate mare. În schimb nu permit reglarea turației decît în trepte, ceea ce prezintă neajunsuri din punct de vedere tehnic și economic, iar varierea turației este mai dificilă și se poate face, în general, numai în repaus.

Transmisiile prin curele cu roți etajate prezintă toate neajunsurile cutiilor de viteze fără a avea avantajele acestora, motiv pentru care sînt înlocuite prin variatoare cu curea.

Pentru a prezenta sugestiv avantajele și dezavantajele diverselor variante, în tabelul 10.1 se indică o comparație între diferite soluții de realizare a transmisiei unui autoturism, aplicînd pentru diferitele criterii de comparație un punctaj de la 1 pînă la 4. Din tabelul 10.1 se vede că și pentru transmisia unui automobil, variatoarele ocupă locul al doilea după cutia de viteze.

Raportul de transmitere maxim la variatoare de turație de putere este $i_{max}=7$, iar la variatoare cinematice (care nu transmit putere) $i_{max}=25$. Gama de reglare $\left(G_r=\frac{\omega_{2\,max}}{\omega_{2\,min}}\right)$ maximă ajunge la variatoarele cu contact direct la $G_r=3\ldots4$, iar la variatoarele cu element intermediar la $G_r=6\ldots8$ (maximum $G_r=16$). La o gamă mare de reglare apare pericolul alunecării și al randamentului scăzut (la turațiile joase ale arborelui condus).

Pentru transmiterea puterii, corpurile de rulare se apasă unele de altele. Această apăsare poate fi constantă (independentă de încărcare) sau variabilă (crescînd cu încărcarea utilă).

Alunecarea la variatoare constă din alunecarea elastică, datorită deformării elastice a pieselor în contact (v. § 8.2.2) și din alunecarea geometrică (v. § 10.3.1).

În variatoarele rapide, în cazul încărcărilor cu șocuri, pentru reducerea uzurii se recomandă ca între variator și mașina antrenată (iar în cazul pornirilor și opririlor dese, între motor și variator) să se introducă un element elastic (cuplaj elastic, curea etc.).

Variatoarele pot servi și ca element de siguranță într-un lanț cinematic, însă numai cele cu elemente nemetalice, căci la celelalte, la supraîncărcări, cînd arborele condus este frînat și chiar oprit, se pot produce deteriorări ale suprafețelor discurilor. De asemenea, pentru ca un variator să reprezinte un element de siguranță, el trebuie dimensionat în mod corespunzător.

10.1.2. **Clasificarea variatoarelor.** Variatoarele fiind transmisii prin frictiune, se clasifică în principal în funcție de tipul transmisiei prin frictiune pe baza căreia s-au realizat din punct de vedere funcțional și constructiv.

Tabelul 10.1

Exemplu de comparație între diferite soluții pentru transmisia unui turism

Nr. crt.	Proprietăți	Tipul transmisiei				
		Angrenare	Fricțiune	Electric	Hidraulic	Ideal
1	Randament	4	3	2	2	4
2	Mers silențios	3	4	3	4	4
3	Ușurința manevrării	2	3	4	4	4
4	Lipsa treptelor	2	4	4	4	4
5	Siguranță în serviciu	4	1	4	4	4
6	Durabilitate	3	1	4	4	4
7	Capacitate de supraîncărcare	4	1	3	3	4
8	Sensibilitate la îngheț	2	4	4	2	4
9	Gabarit	4	2	1	2	4
10	Greutate	4	3	1	2	4
11	Mers înapoi	3	3	4	2	4
12	Simplitatea construcției	3	2	4	4	4
13	Gama de turații	3	2	4	4	4
14	Întreținere	3	3	3	4	4
	Sumă	44	35	45	43	56
	Calitatea tehnică $x = \frac{z}{z_{ld}} \leqslant 1$	0,79	0,63	0,80	0,77	1
	Raportul costurilor $y = \frac{C}{C_{ld}} > 1$	1,3	1,9	6,35	4,65	1
	Cifră de comparație globală $s = \frac{x}{y}$	0,608	0,332	0,126	0,166	1

Astfel, variatoarele pot fi *cu contact direct* (cu roți de fricțiune) sau *cu element flexibil* (curea sau lanț).

Variatoarele se pot clasifica și pe baza altor criterii, și anume: după forma roților de fricțiune, după numărul de trepte, după felul și forma elementului intermediar sau după felul transmisiei.

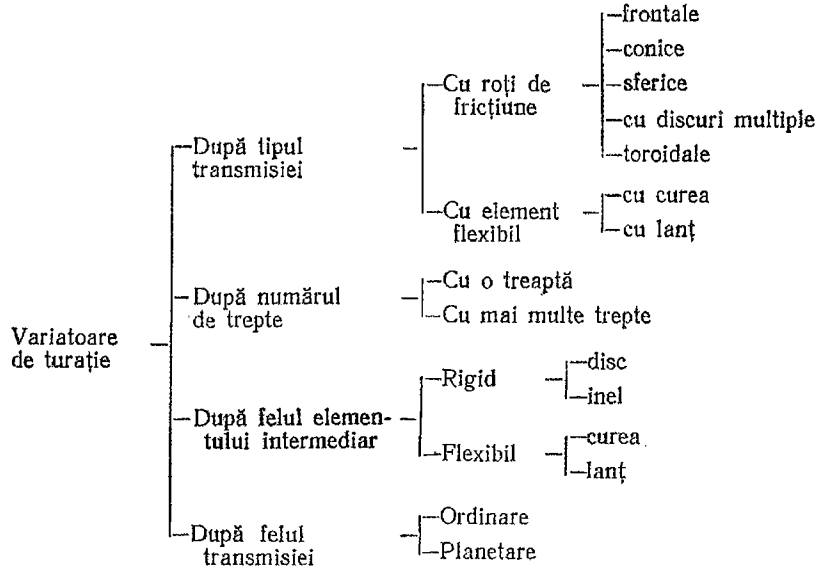
În tabelul 10.2 se indică o clasificare a variatoarelor de turație.

Principalii factori constructivi și funcționali ai unui variator sînt următorii:

— gama de reglare;
— alunecarea;
— sistemul de apăsare;

Tabelul 10.2

Clasificarea variatoarelor



— sistemul de variere a turației;
— posibilitatea izolării suprafețelor de fricțiune de lubrifiant (dacă lucrează uscat);
— tehnologicitatea construcției.

10.2. GAMA DE REGLARE

Gama de reglare G_r a unui variator este raportul între viteza unghiulară maximă și minimă a elementului condus:

$$G_r = \frac{\omega_{2\,max}}{\omega_{2\,min}}. \tag{10.1}$$

Rapoartele de transmitere extreme sînt:

$$i_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\,min}}; \quad i_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\,max}}. \tag{10.2}$$

Ca urmare, gama de reglare se mai poate scrie:

$$G_r = \frac{\frac{\omega_1}{i_{min}}}{\frac{\omega_1}{i_{max}}} = \frac{i_{max}}{i_{min}}. \tag{10.3}$$

Variatoarele pot fi cu varierea unui singur element al transmisiei (variatoare mono) sau cu varierea ambelor elemente ale transmisiei (variatoare duo).

La variatoarele cu un element reglabil (mono) poate fi variat diametrul elementului motor sau al elementului condus.

La variatoarele mono avînd elementul condus variabil (fig. 10.1) raportul de transmitere este :

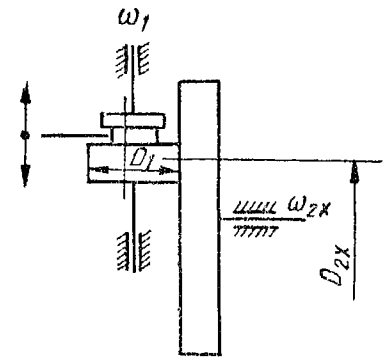


Fig. 10.1.

$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{D_{2x}}{D_1}. \qquad (10.4)$$

Rapoartele de transmitere extreme sînt :

$$i_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\,min}} = \frac{D_{2\,max}}{D_1}; \quad i_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\,max}} = \frac{D_{2\,min}}{D_1}. \qquad (10.5)$$

Gama de reglare este :

$$G_r = \frac{\omega_{2\,max}}{\omega_{2\,min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{\frac{D_{2\,max}}{D_1}}{\frac{D_{2\,min}}{D_1}} = \frac{D_{2\,max}}{D_{2\,min}}. \qquad (10.6)$$

La variatoare cu elementul motor variabil (fig. 10.2), raportul de transmitere este :

$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{D_2}{D_{1x}}. \qquad (10.7)$$

Rapoartele de transmitere extreme sînt :

$$i_{max} = \frac{D_2}{D_{1\,min}}; \quad i_{min} = \frac{D_2}{D_{1\,max}}. \qquad (10.8)$$

Gama de reglare este :

$$G_r = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{\frac{D_2}{D_{1\,min}}}{\frac{D_2}{D_{1\,max}}} = \frac{D_{1\,max}}{D_{1\,min}}. \qquad (10.9)$$

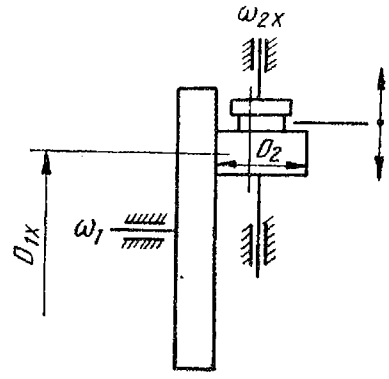


Fig. 10.2.

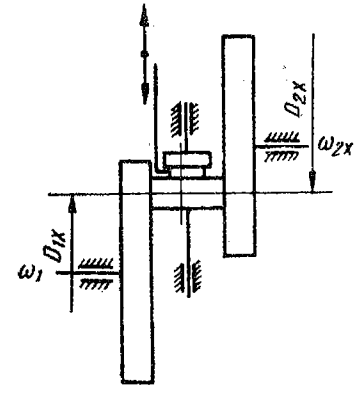


Fig. 10.3.

Gama de reglare maximă realizabilă la variatoarele mono este $G_r \leqslant 3 \ldots 4$. La variatoarele duo (fig. 10.3) rapoartele de transmitere sînt:

$$\left.\begin{aligned} i_x &= \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{D_{2x}}{D_{1x}}; \\ i_{max} &= \frac{D_{2\,max}}{D_{1\,min}}; \quad i_{min} = \frac{D_{2\,min}}{D_{1\,max}}. \end{aligned}\right\} \tag{10.10}$$

Gama de reglare este:

$$G_r = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{D_{2\,max}}{D_{1\,min}} \cdot \frac{D_{1\,max}}{D_{2\,min}}. \tag{10.11}$$

La variatoarele cu reglare simetrică ($D_{1\,max} = D_{2\,max} = D_{max}$; $D_{1\,min} = D_{2\,min} = D_{min}$) gama de reglare este:

$$G_r = \frac{D_{max}^2}{D_{min}^2} = i_{max}^2. \tag{10.12}$$

La alegerea tipului de reglare, simetric sau asimetric, trebuie să se țină seama de condițiile constructive și de exploatare impuse variatorului.

În general, așa cum s-a arătat, transmisiile mecanice sînt raționale ca reductoare de turație și, ca urmare, și la variatoare este avantajoasă soluția de reglare asimetrică, cînd gama de reglare se situează în zona valorilor supraunitare ale raportului de transmitere. Această soluție prezintă însă neajunsul că la aceeași gamă de reglare are un gabarit mai mare decît soluția cu reglare simetrică. De aceea se utilizează adesea soluția de variator cu reglare simetrică combinată la ieșire cu un reductor care deplasează gama de reglare în zona valorilor supraunitare ale raportului de transmitere.

Gama de reglare maximă la variatoarele duo este $G_r \leqslant 12 \ldots 16$.

10.3 VARIATOARE CU ROȚI DE FRICȚIUNE

10.3.1. Introducere. Variatoarele cu roți de fricțiune prezintă o mare varietate de soluții în ceea ce privește modul de variere a turației, de realizare a forței de apăsare sau de realizare constructivă a variatorului. Cu toată această mare diversitate de soluții le sînt comune o serie de probleme cinematice, calculul de rezistență, randamentul și alte probleme specifice acestor transmisii.

10.3.2. Alunecarea la variatoare. La variatoarele cu roți de fricțiune este preponderentă *alunecarea geometrică,* cu toate că și alunecarea elastică prezintă importanță, în special la variatoarele care conțin roți de fricțiune sau elemente intermediare din materiale cu modul de elasticitate scăzut (textolit, poliamide etc.).

Alunecarea geometrică se datorește variației inegale a vitezei de-a lungul liniei de contact pe roțile motoare și conduse (fig. 10.4).

In figura 10.4 se vede că numai într-un singur plan al roții motoare, vitezele celor două roți (motoare și condusă) sînt egale între ele (v_0).

Dacă se notează cu v_2', respectiv v_2'', vitezele roții *2* la cele două extremități și v_1', respectiv v_1'', vitezele extreme ale roții *1,* atunci alunecarea geometrică se definește ca raport între diferența vitezelor punctelor extreme și viteza punctului unde alunecarea este nulă (rostogolire pură).

$$\xi_g = \frac{v_1' - v_2'}{v_0} = \frac{v_{al\ max}}{v_0}. \tag{10.13}$$

Studiul alunecării geometrice poate fi efectuat pentru cazul general al contactului a două conuri ale căror vîrfuri nu coincid (fig. 10.5).

Acest caz general poate fi particularizat: pentru $2\alpha=0$ una din roți devine cilindrică; pentru $2\alpha=\pi$ o roată se transformă în disc (variator frontal); variatoarele cu suprafață curbă pot fi considerate drept conuri cu unghi variabil.

Din figura 10.5 se vede că vitezele punctelor suprafețelor de contact ale celor două conuri diferă între ele. Numai într-un singur punct vitezele coincid și deci avem rostogolire pură.

Pentru determinarea punctului de rostogolire pură *O,* se pornește de la observația că forțele de frecare pe cele două segmente sînt de sens opus (căci vitezele de alunecare sînt de sens opus — fig. 10.5).

Momentul forțelor de frecare este (fig. 10.5):

$$M_F = M_{F1} - M_{F2}. \tag{10.14}$$

Dacă punctul *O* este la mijlocul suprafeței de contact $F_1=F_2$ și făcînd abstracție de faptul că brațele forțelor F_1 și F_2 nu sînt egale (diferența este neglijabilă) se poate scrie:

$$M_{F1} \approx M_{F2}$$

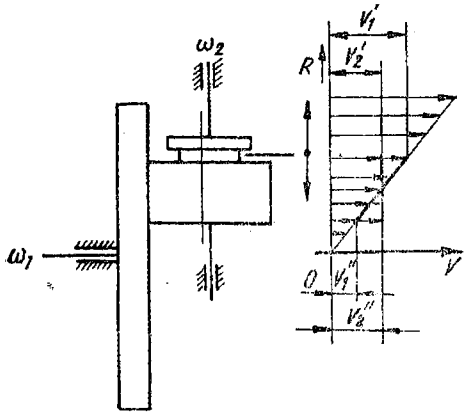


Fig. 10.4.

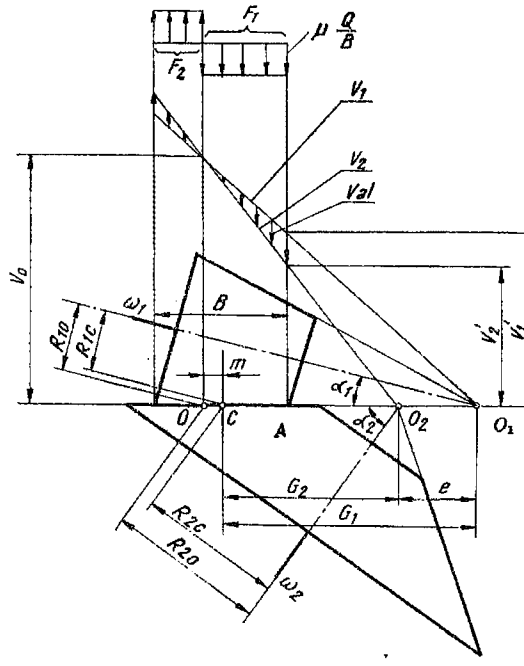


Fig. 10.5.

și deci $M_F = 0$. Prin urmare, pentru a putea transmite putere, punctul O trebuie să se deplaseze din mijlocul liniei de contact (fig. 10.5).

Notînd cu m segmentul cu care se deplasează punctul O, rezultă următoarele valori pentru forțe:

$$F_1 = \mu Q \frac{0{,}5B+m}{B}; \quad F_2 = \mu Q \frac{0{,}5B-m}{B}, \tag{10.15}$$

unde Q este forța de apăsare.

Forța de frecare rezultantă care reprezintă forța tangențială este:

$$F_t = F_1 - F_2 = \mu Q \frac{2m}{B}. \tag{10.16}$$

Din analiza relației (10.16) rezultă următoarele concluzii:

1) Dacă forța de apăsare Q este constantă și dacă forța de rezistență variază, variază și forța de frecare F_t și deci veriază m și cu el raportul de transmitere i. Deci în acest caz, raportul de transmitere variază cu încărcarea.

2) Pentru a menține $i = const.$ se impune utilizarea de sisteme de apăsare automate cînd $F_t/Q = const.$; în acest caz $m = const.$ și deci și $i = const.$

3) Capacitatea maximă a variatorului se realizează dacă $F_t=\mu Q$; în acest caz $m=\frac{B}{2}$, deci capacitatea portantă maximă are loc atunci cînd punctul O se deplasează la extremitatea suprafeței de contact.

Pentru calculul coeficientului de alunecare geometrică se scriu vitezele punctelor extreme ale suprafeței de contact pentru cele două corpuri :

$$v_1'=\frac{\overline{O_1A}}{\overline{O_1O}}v_0=\frac{G_1-\frac{B}{2}}{G_1+m}v_0;$$

$$v_2'=\frac{\overline{O_2A}}{\overline{O_2O}}v_0=\frac{G_2-\frac{B}{2}}{G_2+m}v_0.$$

Viteza de alunecare este :

$$v_{al}=v_1'-v_2',$$

$$v_{al\ max}=\frac{v_0\left[\left(G_1-\frac{B}{2}\right)(G_2+m)-\left(G_2-\frac{B}{2}\right)(G_1+m)\right]}{(G_1+m)(G_2+m)};$$

$$v_{al\ max}=\frac{v_0\left(m+\frac{B}{2}\right)e}{(G_1\pm m)(G_2\pm m)}.$$

Semnul plus, cînd conul lung este motor ; semnul minus, cînd conul scurt este motor.

Cînd conul lung este motor, polul de rostogolire se deplasează dinspre vîrful conului, pe cînd atunci cînd conul scurt este motor, polul se deplasează spre vîrful conului.

N o t ă. Faptul că un con sau altul este lung sau scurt depinde de poziția relativă a conurilor în contact.

Coeficientul de alunecare geometrică este :

$$\xi_g=\frac{v_{al\ max}}{v_0}=\frac{\left(m+\frac{B}{2}\right)e}{(G_1\pm m)(G_2\pm m)}. \qquad (10.17)$$

Din relația (10.17) rezultă că alunecarea geometrică crește cu lungimea liniei de contact și cu distanța între vîrfurile conurilor ; dacă vîrfurile coincid, $\xi_g=0$.

De aici s-ar putea trage concluzia că variatoarele cu contact inițial punctiform sînt superioare celor cu contact liniar. În realitate însă, în urma deformării corpurilor în contact punctul se transformă într-o suprafață și ținînd seama că în acest caz presiunea de contact este mai mare la aceeași forță de apăsare, în general contactul punctiform nu este superior contactului liniar.

Deformația elastică a corpurilor în contact influențează și cinematica transmisiei, motiv pentru care folosirea materialelor nemetalice în construcția variatoarelor are ca urmare abateri ale raportului de transmitere efectiv față de cel calculat.

În cazul particular al suprafețelor cilindru-con, relația (10.17) devine:

$$\xi_g = \frac{m + \frac{B}{2}}{G_2 \pm m} = \frac{2m + B}{2(G \pm m)}, \tag{10.18}$$

întrucît $\frac{e}{G_1 \pm m} \to 1$.

Semnul plus pentru cilindrul motor (suprafața mai lungă).

În cazul variatoarelor frontale, în locul lui G se scrie R_x (fig. 10.1):

$$\xi_g = \frac{m + \frac{B}{2}}{R_x \pm m} = \frac{2m + B}{D_x \pm 2m}. \tag{10.19}$$

Pentru cazul cînd variatorul lucrează la capacitatea maximă $\left(m = \frac{B}{2}\right)$ relația (10.17) devine:

$$\xi_g = \frac{Be}{(G_1 \pm m)(G_2 \pm m)}.$$

Calculul alunecării geometrice se face mai comod utilizînd mărimi adimensionale.

În acest caz raportul de transmitere devine:

$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{20}}{R_{10}} = \frac{R_{2c} \pm m \sin \alpha_2}{R_{1c} \pm m \sin \alpha_1},$$

$$i_x = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{G_2 \pm m}{G_1 \pm m};$$

$$\frac{G_2 \pm m}{G_1 \pm m} = \left(i_x \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}\right)^{\pm 1} \tag{10.20}$$

Se introduce exponentul $\pm$, căci atunci cînd unul sau celălalt con devine motor se schimbă și sensul raportului de transmitere, transmisia devenind reductoare sau amplificatoare.

Pe de altă parte, $\frac{G_1 - G_2}{G_1 \pm m}$ (care apare în relația lui ξ_g) se poate scrie sub forma:

$$\frac{G_1 - G_2}{G_1 \pm m} = 1 - \frac{G_2 \pm m}{G_1 \pm m}. \tag{10.21}$$

Valorile lui ξ_g *Tabelul 10.3*

Materialul roților	Condiții de ungere	ξ_g
Oțel pe oțel	Uscat	0,01—0,015
Oțel (fontă) pe textolit	Uscat	0,015—0,03
Oțel pe oțel	În baie de ulei	0,1 —0,2

Înlocuind valoarea lui $\frac{G_2 \pm m}{G_1 \pm m}$ din (10.20) în (10.21) se obține:

$$\frac{G_1 - G_2}{G_1 \pm m} = 1 - \left(i_x \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}\right)^{\pm 1},$$

iar ξ_g rezultă [relația (10.17)]:

$$\xi_g = \frac{(B + 2m)(G_1 - G_2)}{2(G_1 \pm m)(G_2 \pm m)};$$

$$\xi_g = \frac{B+2m}{2(G_2 \pm m)} \left[1 - \left(i_x \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}\right)^{\pm 1}\right]. \qquad (10.22)$$

În această relație G_2 este lungimea generatoarei conului scurt (pînă la mijlocul suprafeței de contact); semnul plus pentru conul lung motor.

În variatoarele care lucrează uscat se vor admite pentru coeficientul de alunecare geometrică valori reduse, din cauza pericolului de gripare și uzură ($\xi_g = 0{,}01 \ldots 0{,}03$). La variatoarele ce lucrează în baie de ulei, $\xi_g \leqslant 0{,}2$. În tabelul 10.3 se indică unele valori ale lui ξ_g.

În relațiile de dimensionare, în locul lățimii B se introduce coeficientul de lățime $\psi_G = \frac{B}{G_2}$. De asemenea, introducînd un coeficient de siguranță c (ca punctul de rostogolire să nu ajungă la capătul liniei de contact — de fapt un coeficient de siguranță împotriva patinării) se poate scrie:

$$m = \frac{B}{2c},$$

și relația lui ξ_g devine:

$$\xi_g = \frac{1 + \frac{2m}{B}}{2\left(\frac{G_2}{B} \pm \frac{m}{B}\right)} \left[1 - \left(i_x \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}\right)^{\pm 1}\right],$$

sau:

$$\xi_g = \frac{1 + \frac{1}{c}}{\frac{2}{\psi_G} \pm \frac{1}{c}} \left[1 - \left(i_x \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}\right)^{\pm 1}\right], \qquad (10.23)$$

$$\xi_g = \frac{\psi_G(1+c)}{2c \pm \psi_G} \left[1 - \left(i_x \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}\right)^{\pm 1}\right].$$

Dîndu-se valori limită pentru ξ_g (tabelul 10.2), ψ_G, α_1 și α_2, rezultă raportul de transmitere maxim realizabil într-un variator:

$$2c\xi_g \pm \xi_g\psi_G = \psi_G\left[1-\left(i_{max}\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}\right)^{\pm 1}\right](1+c);$$

$$\left(i_{max}\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}\right)^{\pm 1} = 1-\frac{2c\xi_g \pm \xi_g\psi_G}{\psi_G(c+1)};$$

$$i_{max} = \left[1-\frac{\xi_g(2c\pm\psi_G)}{(1+c)\psi_G}\right]^{\pm 1}\frac{\sin\alpha_2}{\sin\alpha_1}. \qquad (10.24)$$

De asemenea, în funcție de i_x, ξ_g, α_1 și α_2, se poate calcula ψ_G pentru un variator ce urmează a se proiecta [relația (10.23)]:

$$2c\xi_g \pm \xi_g\psi_G = \psi_G(1+c)\left[1-\left(i_x\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}\right)^{\pm 1}\right],$$

$$\psi_G = \frac{2c\xi_g}{(1+c)\left[1-\left(i_x\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}\right)^{\pm 1}\right]\pm\xi_g}. \qquad (10.25)$$

La variatoarele cu element intermediar rigid, alunecarea geometrică totală ξ_{gt} este:

$$\xi_{gt} = \xi_{g1} + \xi_{g2}.$$

Din relația (10.23) rezultă următoarele măsuri pentru reducerea alunecării geometrice:

a) reducerea suprafeței de contact (B mic);
b) mărirea generatoarei G respectiv a diametrului D;
c) dispozitive de apăsare automată.

10.3.3. **Condiții de reglare a vitezei unghiulare.** Reglarea vitezei unghiulare a arborelui condus se poate face în 3 condiții diferite:

1) puterea transmisă constantă $P = const.$;
2) momentul la arborele condus constant $M_2 = const.$;
3) atît puterea P, cît și momentul M_2 sînt variabile.

Cazul întîi este cel mai frecvent, cînd se urmărește ca prin reducerea vitezei unghiulare să se obțină creșteri ale momentului la arborele condus și invers, viteze unghiulare mari, cînd momentul rezistent scade. În figura 10.6 este reprezentată caracteristica unor asemenea variatoare.

În acest caz motorul este utilizat la capacitatea sa maximă: este cazul mașinilor-unelte, al mașinilor de transport și al altora, cînd $M_1 = const.$ și $P = const.$

Momentul la arborele condus este (ținînd seama și de randament):

$$M_2 = M_1 i_x \eta = \frac{M_1\omega_1\eta}{\omega_{2x}}. \qquad (10.26)$$

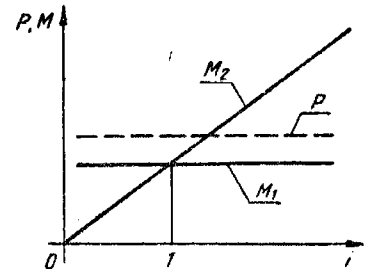


Fig. 10.6.

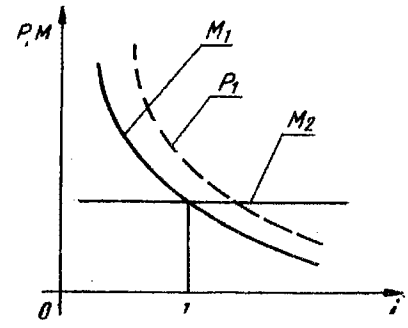


Fig. 10.7.

Momentul maxim rezultă :

$$M_{2\,max} = \frac{M_1 \omega_1 \eta}{\omega_{2\,min}}. \tag{10.27}$$

Deci la asemenea variatoare, calculul elementelor componente se execută pentru ω_{2min}, iar forța periferică se calculează cu relația :

$$F_t = \frac{2M_1}{D_{1\,min}}. \tag{10.28}$$

Momentul constant la arborele condus se întîlnește în transmisii unde se pune numai problema reglării vitezei unghiulare (nu și a momentului), cum este, de exemplu, cazul unor linii de transport sau al unor mașini din industria de prelucrare, unde momentul rezistent depinde în mică măsură de viteza unghiulară. Caracteristica unor asemenea variatoare este reprezentată în figura 10.7. În acest caz $M_2 = const.$

Momentul la arborele conducător este :

$$M_1 = \frac{M_2}{i_x \eta} = \frac{M_2 \omega_{2x}}{\omega_1 \eta}. \tag{10.29}$$

Momentul maxim la arborele motor fiind,

$$M_{1\,max} = \frac{M_2 \omega_{2\,max}}{\omega_1 \eta}, \tag{10.30}$$

rezultă că asemenea variatoare trebuie calculate pentru viteza unghiulară maximă a arborelui condus ω_{2max}, iar forța periferică se calculează cu relația :

$$F_t = \frac{2M_2}{D_{2\,min}}. \tag{10.31}$$

Puterea necesară a motorului de antrenare rezultă ținînd seama de relația (10.30) :

$$P_{1max} = \frac{\omega_1 M_{1\,max}}{10^6} = \frac{M_2 \omega_{2\,max}}{10^6 \eta} \quad [\text{kW}]. \tag{10.32}$$

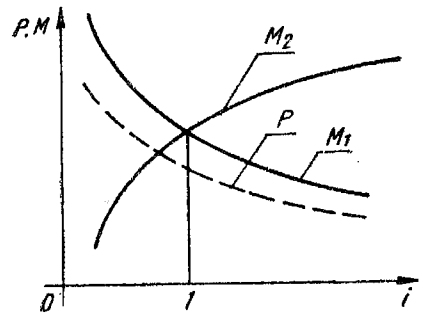


Fig. 10.8.

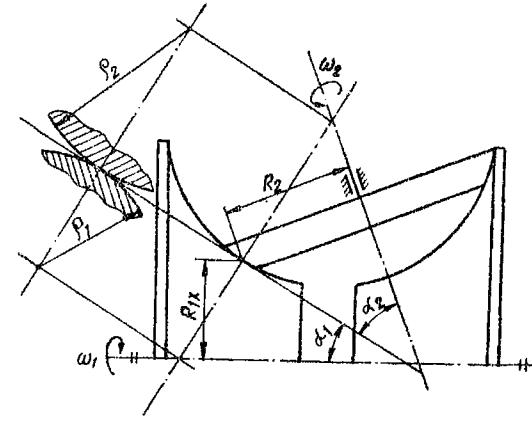


Fig. 10.9.

Dacă reglarea se execută cu M_2 variabil şi P variabil, atunci forţa periferică devine maximă cînd raportul $\frac{P_x}{D_{1x}} = max.$ (fig. 10.8).

$$F_{t\,max} = \frac{2M_{1x}}{D_{1x}} = \frac{2 \cdot 10^6}{\omega_1} \left(\frac{P_x}{D_{1x}}\right)_{max}. \qquad (10.33)$$

10.3.4. Calculul de rezistenţă al variatoarelor cu roţi de fricţiune. La variatoare se utilizează atît contact iniţial liniar, cît şi cel punctiform. Contactul liniar asigură în condiţii mai bune formarea filmului de lubrifiant şi solicitări de contact mai mici, în schimb alunecare geometrică mai mare. La contactul punctiform filmul de lubrifiant se formează greu şi solicitările de contact sînt mari, în schimb alunecarea geometrică este mică.

Relaţiile lui Hertz pentru contact liniar, respectiv punctiform sînt:

$$\sigma_k = 0{,}418\sqrt{\frac{QE}{B\rho}}; \quad \sigma_k = m\sqrt[3]{\frac{QE^2}{\rho^2}}, \ (m = 0{,}388 \text{ — sferă pe sferă}).$$

La variatoarele cu elemente metalice care lucrează uscat, calculul ar trebui executat la încălzire, gripare, uzură şi coroziune de contact. Neiind suficiente date experimentale, calculul se execută numai la contact şi se ţine seama şi de ceilalţi factori prin rezistenţele admisibile. Practic, în condiţii de frecare uscată nu se utilizează elemente metalice, ci elemente nemetalice, ca textolit de exemplu, ceea ce evită griparea şi coroziunea de contact.

Cazul cel mai general pentru calculul solicitării de contact îl reprezintă veriatoarele toroidale (fig. 10.9), relaţiile obţinute putînd fi particularizate pentru celelalte tipuri de variatoare.

Solicitarea de contact este :

$$\sigma_k = 0{,}418\sqrt{\frac{QE}{B\rho}}.$$

Razele de curbură în zona de contact sînt :

$$\rho_1 = \frac{R_{1x}}{\cos\alpha_1}; \quad \rho_2 = \frac{R_{2x}}{\cos\alpha_2}.$$

Raza de curbură echivalentă este :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\cos\alpha_1}{R_{1x}} \pm \frac{\cos\alpha_2}{R_{2x}} = \frac{\cos\alpha_1}{R_{1x}}\left(1 \pm \frac{R_{1x}}{R_{2x}} \cdot \frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}\right);$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\cos\alpha_1}{R_{1x}}\left(1 \pm \frac{\cos\alpha_2}{i_x \cos\alpha_1}\right). \tag{10.34}$$

Forța normală pe suprafață este :

$$Q = \frac{cF_t}{\mu z} = \frac{cM_{t1}}{\mu R_{1x} z} = \frac{10^6 cP_1}{\mu\omega_1 z R_{1x}}. \tag{10.35}$$

Înlocuind aceste valori în relația lui Hertz se obține, pentru $P_1 = const.$:

$$\sigma_k^2 = 0{,}418^2 \frac{10^6 cP_1 E \cos\alpha_1 \left(1 \pm \frac{\cos\alpha_2}{i_x \cos\alpha_1}\right)}{\mu\omega_1 z R_{1x}^2 B},$$

sau :

$$\sigma_k = \frac{836}{D_{1x}}\sqrt{\frac{cP_1 E}{\mu z \omega_1 B}\cos\alpha_1\left(1 \pm \frac{\cos\alpha_2}{i_x \cos\alpha_1}\right)} \leqslant \sigma_{ak}. \tag{10.36}$$

Pentru $M_2 = const.$ forța tangențială este :

$$F_t = \frac{M_2}{R_{2x}}.$$

Forța normală pe suprafață este :

$$Q = \frac{cF_t}{\mu z} = \frac{cM_2}{\mu R_{2x} z}.$$

Raza de curbură echivalentă este :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\cos\alpha_1}{R_{1x}} \pm \frac{\cos\alpha_2}{R_{2x}},$$

sau :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\cos\alpha_2}{R_{2x}}\left(\frac{R_{2x}}{\cos\alpha_2} \cdot \frac{\cos\alpha_1}{R_{1x}} \pm 1\right) = \frac{\cos\alpha_2}{R_{2x}}\left(i_x \frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}\right).$$

Presiunea de contact este :

$$\sigma_k = \frac{0{,}836}{D_{2x}} \sqrt{\frac{cM_2E\cos\alpha_2\left(i_x\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}\pm 1\right)}{\mu Bz}} \leqslant \sigma_{ak}. \qquad (10.37)$$

Calculul se execută pentru situaţia în care σ_k are valoarea maximă. Ca urmare, dacă D_{1x} este reglabil se calculează pentru $D_{1\,min}$, iar $i_x = \frac{D_2}{D_{1\,min}} = i_{max}$, iar dacă D_{2x} este reglabil $i_x = \frac{D_{2\,min}}{D_1} = i_{min}$.

Valorile rezistenţelor admisibile la contact sînt indicate în § 8.2.3. Celelalte elemente din relaţiile (10.36) şi (10.37), şi anume μ şi E se iau în funcţie de materialele utilizate.

Relaţiile (10.36) şi (10.37) se pot particulariza pentru o serie de cazuri.

Variatoare frontale cu o roată cilindrică motoare $\left(\alpha_1 = 0\,;\ \alpha_2 = \frac{\pi}{2}\right)$:

$$\sigma_k = \frac{836}{D_1}\sqrt{\frac{cP_1E}{\mu z\omega_1 B}} \leqslant \sigma_{ak}. \qquad (10.38)$$

Variatoare frontale cu roata cilindrică condusă :

$$\left(\alpha_1 = \frac{\pi}{2}\,;\quad \alpha_2 = 0\right);$$

$$\sigma_k = \frac{836}{D_2}\sqrt{\frac{cP_1E}{\mu z\omega_2 B}},\ (P_1 = const.); \qquad (10.39)$$

$$\sigma_k = \frac{0{,}836}{D_2}\sqrt{\frac{cM_2E}{\mu zB}}\quad (M_2 = const.). \qquad (10.40)$$

Pentru dimensionare se scrie :

$$B = \psi_{G1}G_1 = \psi_{G1}\frac{R_{1x}}{\sin\alpha_1} \qquad (10.41)$$

şi înlocuind în (10.36) se obţine :

$$\sigma_k^2 = 0{,}418^2\,\frac{10^6 cP_1E\cos\alpha_1\left(1\pm\frac{\cos\alpha_2}{i_x\cos\alpha_1}\right)\sin\alpha_1}{\mu\omega_1 zR_{1x}^2R_{1x}\psi_{G1}},$$

de unde (pentru $P_1 = const.$):

$$D_{1x} = \sqrt[3]{\left(\frac{836}{\sigma_{ak}}\right)^2\frac{cP_1E}{\mu z\omega_1\psi_{G1}}\sin 2\alpha_1\left(1\pm\frac{\cos\alpha_2}{i_x\cos\alpha_1}\right)}\quad \text{mm}, \qquad (10.42)$$

iar pentru $M_2 = const.$:

$$D_{2x} = \sqrt[3]{\left(\frac{0{,}836}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cM_2E}{\mu z \psi_{G2}} \sin 2\alpha_2 \left(i_x \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \pm 1\right)} \quad [\text{mm}], \qquad (10.43)$$

ψ_{G1} se calculează în funcție de alunecarea geometrică admisă, cu ajutorul relației (10.25). In această relație $\psi_G = \frac{B}{G_2} = \psi_{G2}$ în timp ce în relația (10. 42) s-a introdus $\psi_{G1} = \frac{B}{G_1}$. Pentru a ține seama de aceasta se scrie :

$$\psi_{G1} = \frac{B}{G_1} = \frac{2B \sin \alpha_1}{D_{1x}}; \quad \psi_{G2} = \frac{B}{G_2} = \frac{2B \sin \alpha_2}{D_{2x}};$$

$$B = \frac{\psi_{G1} D_{1x}}{2 \sin \alpha_1} = \frac{\psi_{G2} D_{2x}}{2 \sin \alpha_2}.$$

Între ψ_{G1} și ψ_{G2} se poate deci scrie următoarea relație :

$$\psi_{G1} = \psi_{G2} \frac{D_{2x} \sin \alpha_1}{D_{1x} \sin \alpha_2} = \psi_{G2} \frac{i_x \sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}. \qquad (10.44)$$

La variatoarele cu element intermediar calculul se execută pentru perechea mai solicitată. Astfel, la variatoarele lucrînd cu $P = const.$, calculul se face pentru perechea roată motoare — rolă intermediară, în poziția cînd $D_{1x} = D_{1min} \left(i = i_{max} = \frac{D_{rolă}}{D_{1min}}\right)$. La variatoarele lucrînd cu $M_2 = const.$ calculul se execută pentru perechea rolă — roată condusă în poziția cînd $D_{2x} = D_{2\,min} \left(i = i_{min} = \frac{D_{2\,min}}{D_{rolă}}\right)$.

Dispozitive de apăsare. Pentru a realiza forța de apăsare Q între suprafețele în contact, există mai multe tipuri de dispozitive care se pot clasifica în două grupe :

a) sisteme de apăsare la care forța de apăsare este independentă de încărcare ;

b) sisteme de apăsare automate.

In tabelul 10.4 sînt clasificate dispozitivele de apăsare.

Apăsarea datorită tensiunii inițiale se poate aplica la variatoare de putere mică și impune utilizarea de materiale cu modul mic de elasticitate cel puțin la unul din elementele variatorului.

Toate dispozitivele de apăsare cu forță de apăsare constantă prezintă neajunsul că trebuind reglate pentru sarcina maximă, atîta timp cît variatorul funcționează sub sarcina maximă, apar pe de-o parte solicitări suplimentare care reduc durata sa de funcționare, iar pe de altă parte, randamentul variatorului scade.

Tabelul 10.4

Clasificarea dispozitivelor de apăsare

- Dispozitive de apăsare
  - Apăsare constantă
    - Tensiune inițială
    - arcuri
    - greutate proprie
    - hidraulic
  - Apăsare automată
    - inel
    - dispozitiv cu bile
    - dispozitiv cu filet
    - roți dințate

Raportul de transmitere la aceste variatoare variază cu încărcarea (v. § 10.3.2).

Aceste neajunsuri sînt înlăturate la dispozitivele de apăsare automate, la care în orice moment forța de apăsare este proporțională cu momentul rezistent. Totodată, așa cum s-a văzut mai sus, utilizarea dispozitivelor de apăsare automate are ca efect menținerea unui raport de transmitere constant, întrucît $\frac{F_t}{Q} = \frac{\mu}{c} = const.$

Principiul de funcționare al dispozitivelor de apăsare automate se bazează pe creerea unui automatism între momentul rezistent și forța de apăsare. Aceasta se poate realiza pe baza principiului planului înclinat (dispozitive cu bile sau filet), pe reacțiunea dintre dinții unor roți dințate sau pe deformarea elastică a unui inel a cărui poziție se schimbă în funcție de momentul rezistent.

In toate aceste cazuri, cum forța de apăsare depinde de momentul rezistent, pentru a asigura și la mersul în gol o forță de apăsare oarecare, dispozitivele de apăsare sînt de obicei completate cu arcuri.

Dispozitivul de apăsare cu bile (fig. 10.10) constă din cîteva bile așezate în canale înclinate sau în formă de arc de cerc. Momentul rezistent deplasează bilele în canal și datorită înclinării canalului se produce forța de apăsare necesară.

Din figură se vede că forța periferică ce se poate transmite este:

$$F_t = F_{ax} \operatorname{tg} \gamma. \tag{10.45}$$

Momentul rezistent fiind:

$$M = F_t r,$$

forța axială rezultă:

$$F_{ax} = \frac{F_t}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{M}{r \operatorname{tg} \gamma}. \tag{10.46}$$

Forța normală pe bile este:

$$Q_n = \frac{F_t}{\sin \gamma} = \frac{M}{r \sin \gamma}. \tag{10.47}$$

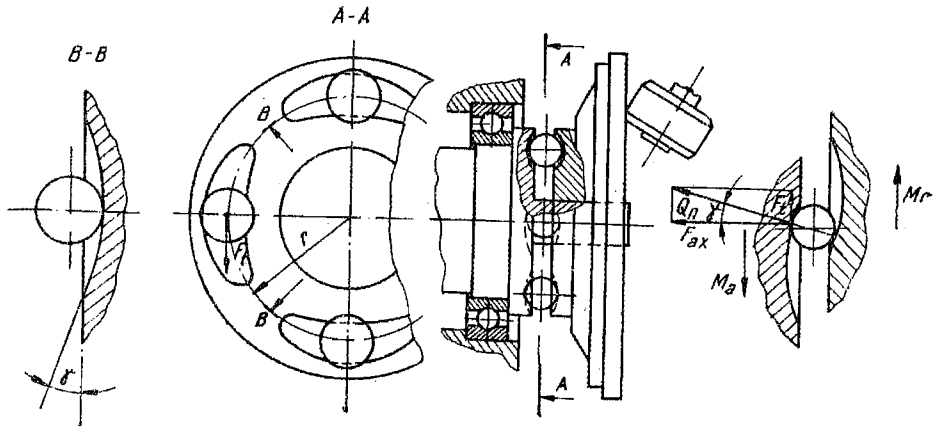


Fig. 10.10.

La variatoarele conice forța dintre suprafețele prin care se transmite puterea este (fig. 10.11) :

$$Q = \frac{F_{ax}}{\sin \alpha} = \frac{M}{r \operatorname{tg} \gamma \sin \alpha}. \qquad (10.48)$$

Dispozitivul de apăsare cu filet se bazează tot pe principiul planului înclinat. Forța axială este (v. Cap. *Șuruburi*) :

$$F_{ax} = \frac{M}{r_2 \operatorname{tg} (\beta \pm \varphi)},$$

unde :

r_2 este raza medie a filetului ;

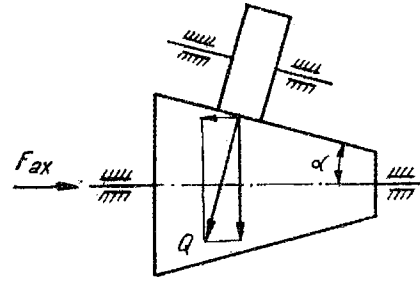
β — unghiul de pantă a filetului ;

φ — unghiul de frecare.

Semnul plus pentru creșterea sarcinii ; semnul minus pentru scăderea ei.

Dispozitivul de apăsare cu roți dințate (fig. 10.12) se bazează pe reacțiunea dintre dinții unui angrenaj la care o roată este solidară cu un ele-

Fig. 10.11



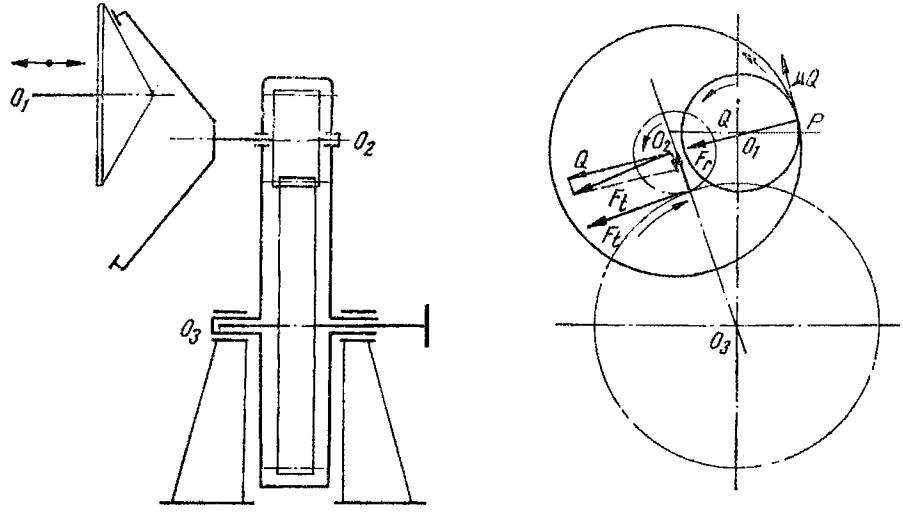


Fig. 10.12.

ment al variatorului, iar axa acestei roți se poate roti liber în jurul axei celeilalte roți a angrenajului.

Dispozitivul de apăsare cu inel este prezentat în § 10.3.7.

Dintre dispozitivele de apăsare cel mai răspîndit este cel cu bile, datorită faptului că este compact, simplu din punct de vedere constructiv și puțin sensibil la variația sensului mișcării.

Calculul dispozitivului se face pornind de la formula lui Hertz pentru suprafețe cu mai multe raze de curbură (fig. 10.13). Tensiunea de contact este (1.10) :

$$\sigma_k = \frac{0{,}616}{\rho\beta}\sqrt[3]{\frac{Q_n E^2}{z\delta^2 d_b^2}},$$

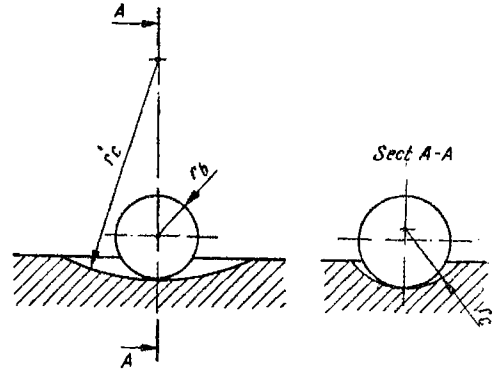


Fig. 10.13.

unde :

$$\delta = \frac{2}{1 + \frac{r_b}{r_c} + \frac{r_b}{r_c}};$$

$r_b (d_b)$ — raza (diametrul) bilei ;
z — numărul de bile :
r_c — raza canalului în secțiune radială ;
r_c' — raza canalului în secțiune cilindrică ;

$$\cos\gamma = \frac{1 + \frac{r_b}{r_c} - \frac{r_b}{r_c'}}{1 + \frac{r_b}{r_c} + \frac{r_b}{r_c'}}.$$

Din tabelul 1.8 se alege ρ și β în funcție de $\cos\gamma$.

Luînd $r_c = 0{,}515\, d_b$; $r_c' \approx 10 d_b$
și $\sigma_{ak} = 650 \ldots 700$ N/mm^2 rezultă :

$$Q_n = (25 \ldots 33) z d_b^2 \text{ [N]} ; \quad d_b \text{ [mm]}. \tag{10.49}$$

10.3.6. **Randamentul transmisiilor cu roți de fricțiune și al variatoarelor.** Pierderile în aceste transmisii se datoresc următoarelor cauze :

a) alunecarea geometrică P_g ;
b) alunecarea elastică P_e ;
c) histereză elastică datorită deformației la rostogolire P_h ;
d) frecare cu lubrifiantul P_u ;
e) frecare cu aerul (pierderi prin ventilație — P_v) ;
f) frecare în lagăre P_l.

Deci pierderea totală este :

$$P_t = P_g + P_e + P_h + P_u + P_v + P_l .$$

Pierderea datorită *alunecării geometrice* se poate scrie :

$$P_g = \frac{\mu Q v_{al}}{1\,000} = \frac{\mu Q \xi_g v_0}{1\,000} \quad \text{[kW]} \tag{10.50}$$

În mod similar, pierderea datorită alunecării elastice este :

$$P_e = \frac{\mu Q v'_{al}}{1\,000} = \frac{\mu Q v_0 \xi_a}{1\,000}. \tag{10.51}$$

Pierderea prin histereză este proporțională cu coeficientul de frecare de rostogolire, forța de apăsare și vitezele unghiulare ale suprafețelor în contact:

$$P_h = \frac{kQ}{1\,000 \cdot 1\,000}(\omega_1 + \omega_2)\ [\text{kW}];\ k\ [\text{mm}]. \tag{10.52}$$

Puterea variatorului se poate exprima prin relația:

$$P = F_t v_0 = \frac{\mu Q v_0}{1\,000c} = \frac{\mu Q R_2 \omega_2}{1\,000 \cdot 1\,000c}\ [\text{kW}];\ R\ [\text{mm}]$$

$k \approx 0{,}05$ mm (OL/OL); $k \approx 0{,}05 \ldots 0{,}1$ mm (OL/Fc);

$k = 0{,}2 \ldots 0{,}4$ mm (OL/textolit).

Pierderile care se referă la aceeași suprafață de lucru se însumează algebric.

$$P_c = P_g + P_e + P_h;$$

$$P_c = \frac{\mu Q \xi_g v_0}{10^3} + \frac{\mu Q \xi_a v_0}{10^3} + \frac{kQ(\omega_1 + \omega_2)}{10^6}. \tag{10.53}$$

Randamentul datorit acestor pierderi este:

$$\eta_c = \frac{P - P_c}{P} = 1 - \frac{P_c}{P} = 1 - \left[c\xi_g + c\xi_a + \frac{ck\sqrt{E^\circ}}{10^3 \mu R_2}(i+1)\right], \tag{10.54}$$

unde:

$$\frac{\mu Q}{F_t} = c.$$

Randamentul datorit frecării cu lubrifiantul este:

$$\eta_u = 1 - \frac{1{,}36 \cdot 10^{-2} v B \sqrt{E^\circ}}{P}; \tag{10.55}$$

B[mm]; v[m/s]; P[kW]; E° (grade Engler).

Pierderile datorite frecării cu aerul sînt în general neglijabile la vitezele obișnuite de funcționare ale variatoarelor.

Randamentul datorit frecării în lagăre este:

$$\eta_l = 1 - \frac{P_l}{P};$$

$$P_l = \sum\left[\frac{\mu_l F_l r_l \omega_l}{10^6}\right]\ [\text{kW}], \tag{10.56}$$

unde :

F_l este reacțiunea din lagăre ;

μ_l — coeficientul de frecare din lagăr ;

r_l — raza fusului [mm] ;

ω_l — viteza unghiulară a fusului.

Randamentul total este :

$$\eta = \eta_c \eta_u \eta_l . \tag{10.57}$$

In general randamentul variază în limitele $\eta = 0{,}8 \ldots 0{,}9$, putînd scădea la 0,6 și mai puțin, mai ales atunci cînd variatorul lucrează sub capacitatea sa.

Pentru mărirea randamentului se pot lua următoarele măsuri :

a) reducerea alunecării geometrice [*B* mic ; *e* mic ; *G* mare ; *c* mic — relația (10.23)] ;

b) reducerea alunecării elastice (piese din materiale avînd *E* mare ; *c* mic) ;

c) coeficientul de frecare μ mare ;

d) coeficient de frecare în lagăre mic (μ_l mic) ;

e) diametrul *D* mare.

Tipuri uzuale de variatoare cu roți de fricțiune. *Variatoarele frontale* prezintă o diversitate mare de forme constructive. Au în general o construcție simplă, prezintă însă uzură relativ mare și un randament scăzut. In figura 10.14 este reprezentat un variator frontal cu contact direct.

In figura 10.15 este indicat un variator frontal la care discul cilindric joacă rolul de rolă intermediară. Această construcție prezintă, față de cea de mai sus, avantajul unei game mai mari de reglare.

Variatorul din figura 10.16 prezintă avantajul că rola intermediară fiind conică, contactul între role și discuri se face pe generatoare diferite. De asemenea, pentru reducerea presiunii de contact dintre role și disc, puterea se divizează pe două role.

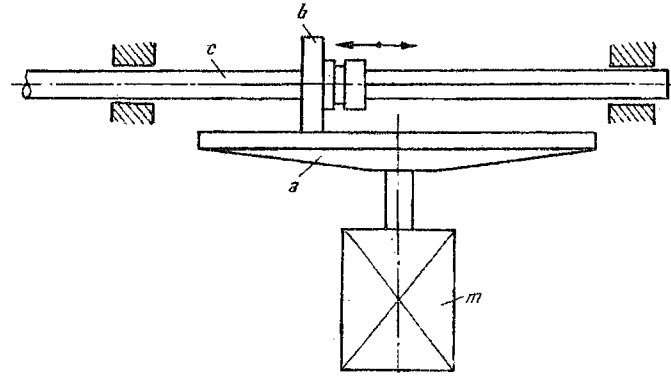


Fig. 10.14.

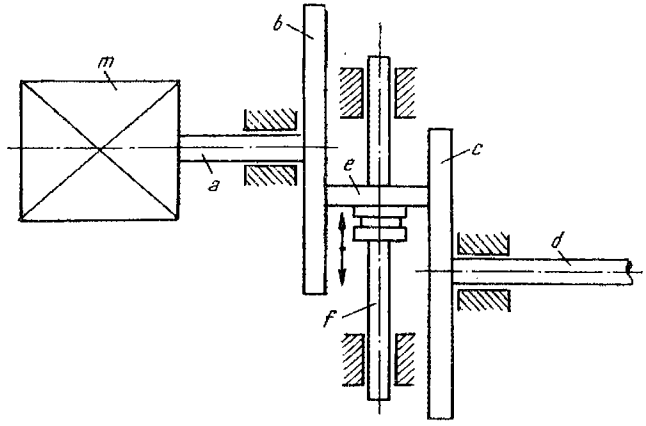


Fig. 10.15.

Variatoare cu con și disc frontal. Elementele de fricțiune sînt două conuri cu unghi mare la vîrf; contactul este interior. Roata condusă poate fi chiar plană (fig. 10.17).

Alunecarea geometrică mare impune alegerea unei lungimi mici a liniei de contact. De aceea transmisia se folosește la grame mici de reglare și pentru puteri mici: $P \leqslant (3{,}5 \ldots 4{,}5)$ kW. Apăsarea se realizează printr-un arc aplicat pe arborele condus care este deplasabil axial. Reglarea are loc prin modificarea diametrului elementului conducător, deplasînd motorul electric pe verticală.

Dacă semiunghiurile la vîrf ale conului conducător și condus sînt respectiv α_1 și α_2, atunci unghiul dintre axele arborilor va fi:

$$\delta_A = \alpha_2 - \alpha_1 .$$

Se ia $\alpha_1 = 80 \ldots 85°$; $\delta_A = 3 \ldots 5°$.

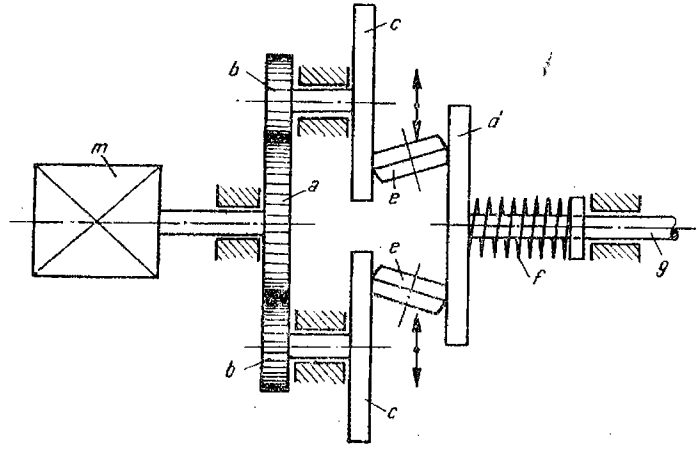


Fig. 10.16.

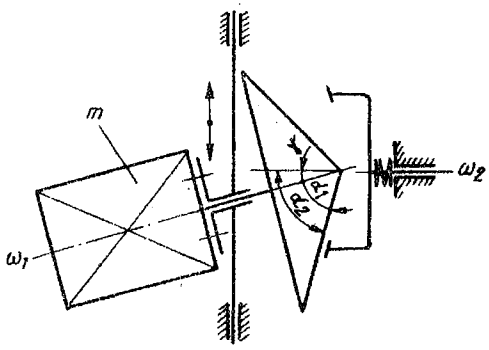


Fig. 10.17.

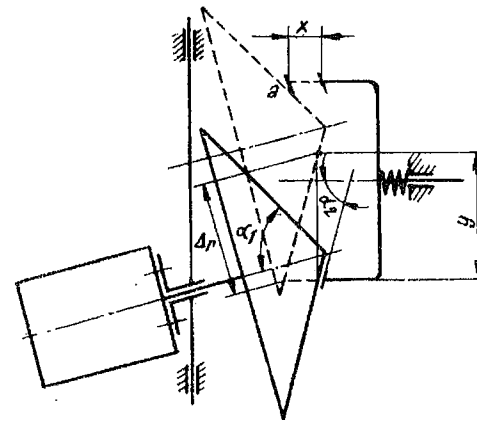


Fig. 10.18.

La deplasarea arborelui conducător pe verticală cu y, (fig. 10.18) raza conului conducător variază cu $\Delta r = \frac{y \sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}$, iar deplasarea axială a arborelui condus va fi :

$$x = y \operatorname{ctg} \alpha_2 = \Delta r \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}. \tag{10.58}$$

Raportul de transmitere minim este limitat de contactul în punctul a (fig. 10.18) al generatoarei conului conducător cu elementul condus și are valoarea :

$$i_{min} > \frac{\cos \alpha_1}{\cos (2\alpha_1 - \alpha_2)} + \frac{B}{2D_{1\,max}}, \tag{10.59}$$

unde :

$D_{1\,max}$ este diametrul maxim de calcul al elementului conducător ;

B — lungimea liniei de contact.

Orientativ se poate lua $i_{min} = 0{,}65 \ldots 0{,}7$.

Raportul de transmitere maxim este limitat de alunecarea geometrică, deoarece la admiterea unor raze prea mici la elementul conducător, alunecarea geometrică crește mult.

Pentru o alunecare ξ_g admisă, raportul de transmitere maxim se poate determina din relația (10.24):

$$i_{max} = \left[1 - \xi_g \frac{2c \pm \psi_G}{(1+c)\psi_G}\right]^{\pm 1} \cdot \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1}.$$

Pentru transmisiile de acest tip se admite $i_{max}=1,5$ şi în cazuri extreme $i_{max}=2$. Atunci gama de reglare maximă va fi :

$$G_{r\,max}=\frac{i_{max}}{i_{min}}=2,5\ldots 3\,;$$

se admite :

$$\psi_G=0,14\ldots 0,17 \text{ pentru } i_{max}=1,5 \text{ şi}$$

$$\psi_G=0,1\ldots 0,125 \text{ pentru } i_{max}=2.$$

Pentru verificare se folosesc relaţiile (10.36) şi (10.37) în care se vor lua :

$$i_x=i_{max};\quad D_{1x}=D_{1\,min};\quad D_{2x}=D_2;\quad z=1.$$

Dacă rezistenţa la elementul condus nu depinde de viteza unghiulară, atunci $M_{t2}=const.$, deci şi $F_t=const.$ şi apăsarea trebuie să fie constantă. În cazul acesta discul condus se construieşte plan ($\alpha_2=90°$).

La transmiterea unei puteri constante apăsarea va trebui să varieze şi are valoarea :

$$Q_x=\frac{2cM_1}{\mu D_{1x}};\quad Q_{min}=\frac{2cM_1}{\mu D_{1\,max}};\quad Q_{max}=\frac{2cM_1}{\mu D_{1\,min}};\qquad (10.60)$$

$$\frac{Q_{max}}{Q_{min}}=\frac{D_{1\,max}}{D_{1\,min}}.\qquad (10.61)$$

În acest caz α_2 se ia diferit de 90°, aştfel că la reglare, arborele condus se deplasează axial cu cursa x şi corespunzător se deformează arcul. Deformaţia arcului la deplasarea arborelui condus va trebui să permită varierea apăsării între Q_{max} şi Q_{min}.

Din figura 10.19 rezultă :

$$\frac{f-x}{f}=\frac{Q_{min}}{Q_{max}}=\frac{D_{1\,min}}{D_{1\,max}},\qquad (10.62)$$

unde f este săgeata totală a arcului cînd contactul are loc pe $D_{1\,min}$. De aici :

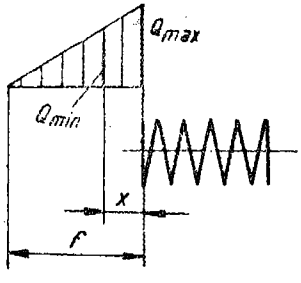


Fig. 10.19.

$$\frac{x}{f}=\frac{\Delta R_1}{R_1}\qquad (10.63)$$

şi cu cele de mai sus :

$$f=\frac{\cos\alpha_2}{\sin\alpha_1}\cdot\frac{D_{1\,max}}{2}.\qquad (10.64)$$

Forţa de calcul ce acţionează asupra arcului va fi :

$$F_{ax}=Q_{max}\sin\alpha_2.\qquad (10.65)$$

Forța de apăsare dată de arc variază liniar, iar cea necesară după o curbă. În punctele intermediare apăsarea va fi excedentară.

Acest dispozitiv de apăsare cu arc realizează forțe de apăsare dependente de regimul de turații și independente de sarcină. Dacă sarcina variază independent de regimul de turații este indicată realizarea variatorului cu apăsare proporțională cu sarcina.

În acest scop se utilizează un angrenaj cu dinți inclinați dispus după variator. Direcția și mărimea unghiului de inclinare a dinților se determină astfel ca forța axială F_{ax}, care acționează din partea roții dințate conduse asupra celei conducătoare, să dea apăsarea necesară pentru perechea de fricțiune. Discul codus se execută în acest caz plan.

Forța axială din angrenaj este:

$$F_{ax} = F_{ang} \operatorname{tg} \beta = \frac{F_t D_2}{D_{1\,ang}} \operatorname{tg} \beta, \tag{10.66}$$

unde:

F_{ang} este forța periferică în angrenaj;

β — unghiul de înclinare pe cilindrul de divizare;

F_t — forța periferică la variator;

D_2 — diametrul discului condus;

$D_{1\,ang}$ — diametrul roții conducătoare din angrenaj.

În timpul funcționării variatorului, trebuie îndeplinită condiția:

$$F_{ax} \geqslant Q,$$

din care se obține:

$$\operatorname{tg} \beta \geqslant \frac{cD_{1\,ang}}{\mu D_2}. \tag{10.67}$$

Ultima relație dă valori mari pentru unghiul β. Se poate admite o combinație prin care apăsarea se realizează parțial prin angrenaj, parțial prin arc.

Pentru ca să nu patineze la mers în gol, un arc slab trebuie dispus și în cazul cînd apăsarea se face numai pe seama forței axiale din angrenaj.

Asemenea tipuri de variatoare se construiesc și în două trepte, pentru a mări gama de reglare.

Variatoare cu conuri deplasabile și inel de oțel. Dacă la variatoarele descrise pînă acum transmiterea se făcea prin contact între conuri și discuri plane, la variatoarele cu conuri deplasabile și inel de oțel transmiterea se face prin intermediul unui inel *1*, care înfășoară două perechi de discuri conice *2* și *3* montate pe axe paralele, așa cum rezultă în schema de principiu din figura 10.20.

Discurile conducătoare *2* sînt antrenate cu viteză unghiulară constantă de la un motor electric *4* în sensul indicat de săgeata din figura 10.20, *a*. Inelul *1* este antrenat și el, astfel încît punctul *B* al acestuia se deplasează cu o cantitate mică în sensul rotirii discurilor *2* pînă în punctul *D*. Cu aceasta apare o deformație elastică a inelului. Dintr-o formă inițial circulară inelul capătă o anumită ovalitate. Concomitent se micșorează distanța *AB*,

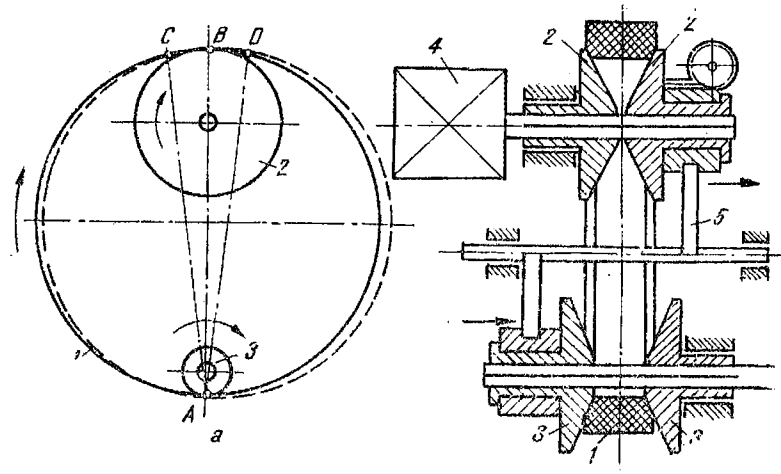


Fig. 10.20.

care unește punctele inițiale de contact ale inelului cu conurile, la valoarea AC, deoarece punctul C al inelului ajunge acum în B. Astfel apare o forță de apăsare considerabilă între inel și discurile conice, care crește proporțional cu momentul transmis, în limita deformațiilor elastice ale inelului. Reglarea turației arborelui condus se realizează prin deplasarea axială concomitentă a discului conic drept *2* cu cel stîng *3*, în timp ce celelalte două discuri conice sînt fixate axial în lagăre.

Acest tip de variatoare și-au găsit utilizare în construcția de mașini-unelte. Se construiesc asemenea variatoare pentru puteri de pînă la 10 kW și game de reglare pînă la $G_r = 16$; viteza unghiulară maximă la arborele conducător este $\omega_1 = 150$ 1/s.

Elementele de fricțiune lucrează în ulei. Randamentul este relativ scăzut, fiind $\eta = 0{,}7 \ldots 0{,}8$. Caracteristica de turație nu este rigidă, turația arborelui condus variind cu sarcina.

Variatorul toroidal de construcție ȚNIITMAȘ sistem Svetozarov. Variatorul de turație Svetozarov se compune din discuri la care generatoarele suprafețelor active sînt arce de cerc. Discul conducător *1* și cel condus *3* sînt dispuse coaxial, iar planul median al rolelor intermediare *2* este deplasat față de axa lor de oscilare O_2. Reglarea turației se realizează prin variația unghiului φ de înclinare a axei rolei *2* (fig. 10.21).

Variatorul se deosebește de cele examinate pînă acum prin aceea că alunecările geometrice sînt relativ mici în toate pozițiile rolei intermediare *2*. Aceasta se realizează prin aceea că vîrful O al conului a cărui generatoare este tangentă în polul rostogolirii la suprafața activă a rolei *2* în toate pozițiile acesteia se găsește la distanță mică de axa de rotire a discurilor *1* și *3*.

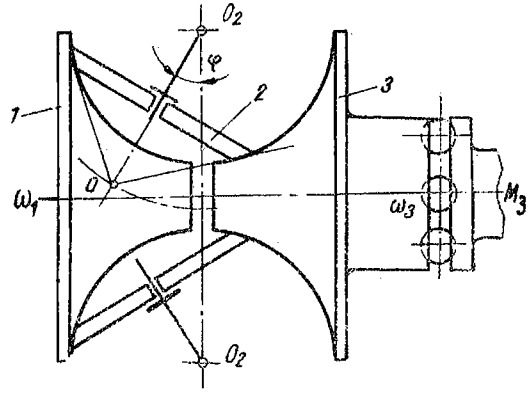


Fig. 10.21.

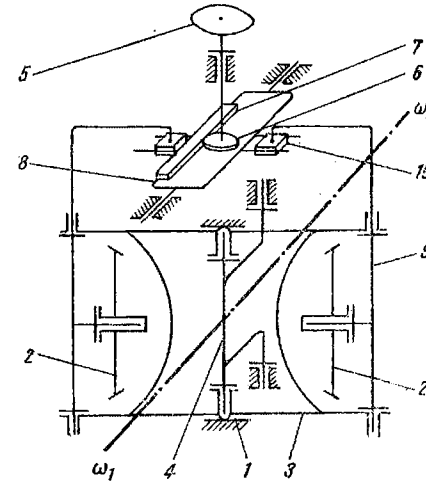


Fig. 10.22.

Discurile sînt apăsate automat de un mecanism, astfel ca forța de apăsare să depindă de momentul de torsiune M_3 pe arborele condus.

Uzura suprafețelor active se compensează prin deplasarea discurilor *1* și *3* de-a lungul axei lor de rotație.

Cele două role intermediare *2* (fig. 10.22) se montează într-o ramă *3*, care este fixată articulat de traversa *4* și se poate mișca alunecînd pe ghidajul *1*, obținîndu-se astfel o repartiție uniformă a sarcinii între rolele intermediare *2*.

Mecanismul de rotire al rolelor *2* este acționat de la roata de mînă *5*. El se compune din pinionul *6* care angrenează cu cremaliera *7* fixată de culisa *8*. Aceasta glisează de-a lungul unei drepte. De la culisa *8* mișcarea se transmite la axele *9* prin intermediul pietrelor de culisă *10*. În figura 10.22 discurile nu au mai fost reprezentate pentru a nu încărca inutil desenul.

Gama de reglare la aceste variatoare este $G_r = 6 \ldots 8$. Drept materiale pentru elementele de fricțiune se alege oțel pe textolit sau oțel călit pe oțel călit.

Alunecarea geometrică mică permite funcționarea variatorului uscat. Randamentul acestor variatoare se menține între 0,92 și 0,93 la discuri din oțel și role din textolit și între 0,94 și 0,96 cînd și rolele sînt din oțel. Aceste variatoare se folosesc la puteri pînă la 20 kW pentru viteze unghiulare ale arborelui conducător de 100—150 1/s.

La role din textolit, modulul de elasticitate și coeficientul de conductivitate termică sînt mai mici și capacitatea portantă este mai mică. Ca urmare se obțin gabarite mai mari decît în cazul cînd rolele se execută din oțel. Cu toate acestea se preferă de multe ori execuția cu role din textolit, deoarece nu este necesară călirea și rectificarea discurilor și nu rezultă încărcări axiale atît de mari în lagăre.

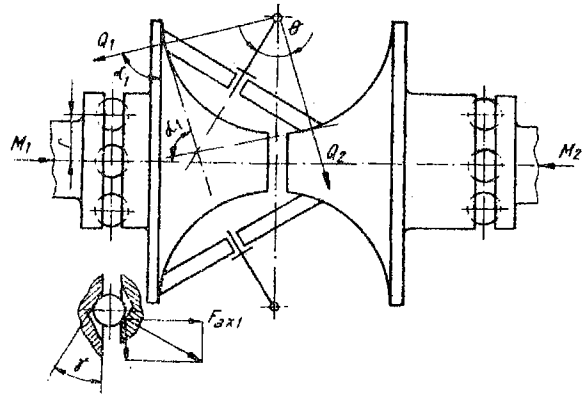


Fig. 10.23.

Forțele axiale care acționează asupra discurilor conducător și condus vor fi (fig. 10.23):

$$F_{ax1} = 2Q_1 \sin \alpha_1 = \frac{M_1}{r \operatorname{tg} \gamma}; \tag{10.68}$$

$$F_{ax2} = \frac{M_2}{r \operatorname{tg} \gamma} = F_{ax1} \frac{D_2}{D_1}, \tag{10.69}$$

unde:

r este raza de dispunere a bilelor de la dispozitivul de apăsare;

γ — unghiul canalului dispozitivului de apăsare.

Forța axială asupra rolei va fi:

$$F_{ar} = (Q_1 + Q_2) \cos \theta. \tag{10.70}$$

Variatoarele de turație cu discuri multiple se caracterizează prin aceea că transmiterea se face în paralel prin mai multe contacte. Aceasta permite transmiterea unor puteri de 300 kW și chiar mai mult, în timp ce celelalte tipuri de variatoare nu transmit mai mult decît 20 kW.

In figura 10.24 este reprezentată schema de principiu a unui asemenea variator. Pe arborele conducător *1* este montat un set de discuri conice *2*

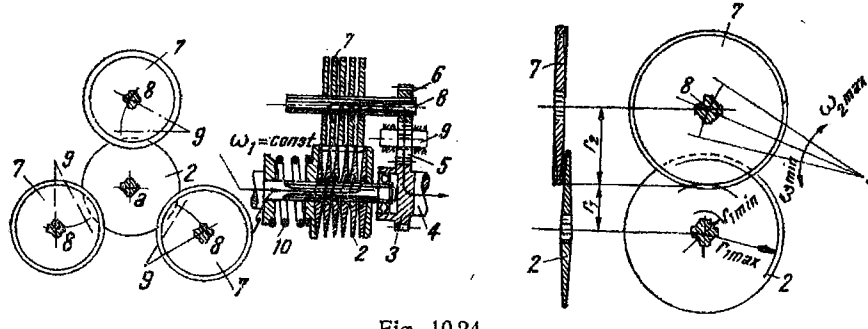


Fig. 10.24.

care se găsesc în contact cu trei seturi de discuri cu coroană *7*, dispuse pe arborii *8* decalați cu 120° unul de celălalt. Modificarea turației arborelui condus *4* se realizează prin rotirea concomitentă a arborilor *8* cu seturile de discuri *7*, în jurul axelor *9* ale pinioanelor intermediare. Mărirea razei r_1 a discurilor conice duce la mărirea turației, iar micșorarea acestor raze la micșorarea turației arborelui condus. Transmiterea momentului de torsiune de la arborele *8* la arborele condus *4* se realizează prin angrenajul format de roțile *6—5—3*, care la reglarea turației, adică la varierea distanței între axele discurilor, rămîn în angrenare deoarece pinionul *6* se rotește în jurul roții *5*. Pe axele roților *5* sînt montate pîrghii prin intermediul cărora are loc rotirea discurilor în timpul reglării turației. Mișcarea pîrghiilor este comandată printr-un mecanism cu șurub. Toate elementele variatorului lucrează în ulei. Forța de apăsare se realizează cu un arc elicoidal montat pe arborele conducător, completat de un dispozitiv de apăsare cu profil elicoidal. Se obține astfel o apăsare proporțională cu momentul de torsiune transmis.

Avantajele principale ale acestui tip de variator sînt următoarele:

a) Contactul multiplu permite micșorarea sarcinii individuale în locurile de contact ale discurilor, micșorarea forței axiale necesare pentru apăsare și permite astfel transmiterea unor puteri mari.

b) Funcționarea în ulei favorizează existența frecării semifluide și a formării penei de ulei în zona contactului, ceea ce mărește durabilitatea la uzură și micșorează încălzirea.

c) Descărcarea de forțe axiale mari.

d) Paralelismul axelor discurilor active și coaxialitatea arborilor conducător și condus, ceea ce duce la construcții compacte.

Dezavantajul principal al acestui tip de variator constă în alunecarea geometrică mare, ca urmare a orientării în sensuri diferite a vîrfurilor conurilor care formează discurile active. Alunecarea mare duce la micșorarea randamentului și la încălzire intensă.

Pentru funcționarea variatorului la viteza unghiulară minimă a arborelui condus se poate admite o presiune de contact de 500 N/mm² la un coeficient de frecare $\mu=0{,}03\ldots0{,}04$, iar la viteza unghiulară maximă a arborelui condus o presiune de 100 N/mm² la un coeficient de frecare $\mu=0{,}02$. La acest tip de variator unghiul α are valoarea $\alpha=2°15'$. Micșorarea unghiului α duce la micșorarea presiunii de contact pe discuri și a deplasării axiale a discurilor extreme din set în timpul varierii turației. O dată cu micșorarea unghiului de înclinare se mărește lățimea liniei de contact în direcția rotirii discurilor și ca urmare crește puterea pierdută prin frecare.

Forța axială este dată concomitent de dispozitivul de apăsare cu profil elicoidal și de arcul elicoidal care apasă pe setul de discuri centrale. Dispozitivul de apăsare cu profil elicoidal va realiza forța axială:

$$Q_K=\frac{M_3}{r\,\mathrm{tg}\,(\beta+\varphi)}, \qquad (10.71)$$

unde :

M_3 este momentul de torsiune la arborele condus pe care sînt discurile cu coroană ;
r — raza profilului elicoidal ;
β — unghiul de pantă al profilului ;
φ — unghiul de frecare.

Momentul de torsiune pe arborele condus se poate scrie :

$$M_3 = \frac{2M_2 Z_s}{D_1} D_2 \eta_f , \qquad (10.72)$$

unde :

D_1 și D_2 sînt diametrele de calcul ale discurilor conducătoare și respectiv conduse ;
M_2 — momentul de torsiune transmis de un set de discuri conducătoare ;
η_f — randamentul elementelor de fricțiune ;
Z_s — numărul de seturi de discuri.

Arcul elicoidal cilindric trebuie să realizeze forța de apăsare inițială necesară pentru momentul de pornire.

Variatoare conice planetare. Variatoarele cu roți de fricțiune la care cel puțin o roată are axa geometrică mobilă se numesc variatoare planetare.

Roțile cu axele fixe din mecanismele planetare se numesc *roți centrale* (solare), iar roțile cu axele mobile se numesc *sateliți.* Sateliții sînt purtați de brațe care se rotesc în jurul axei fixe. Aceste brațe se numesc *brațe portsateliți.*

Variatoarele planetare au avantajul că sînt mai compacte decît variatoarele obișnuite. Reducerea dimensiunilor și a greutății la transmiterea acelorași puteri cu aceleași rapoarte de transmitere se obține prin repartizarea sarcinii pe mai mulți sateliți.

Un neajuns al acestor variatoare îl prezintă faptul că necesită o prelucrare și un montaj mai precise decît variatoarele obișnuite ; ele au un număr mai mare de piese, montajul și întreținerea lor este mai complicată.

In figura 10.25 sînt reprezentate trei variante constructive ale unui variator planetar avînd drept sateliți role conice. Figura 10.25 reprezintă evoluția acestui tip de variator planetar. Prima variantă construită în 1959 (fig. 10.25, *a*) este relativ complicată și are un număr relativ mare de piese. Coroana *d,* o piesă voluminoasă montată prin caneluri pe arbore, pe lîngă faptul că se rotește, transmite momentul la arborele condus, mai trebuie deplasată și axial. Varianta a doua (fig. 10.25, *b*) este simplificată. Coroana *d,* de construcție mai ușoară, este montată direct pe arbore. Se deplasează axial coroana *e,* care nu este în mișcare de rotație. La varianta simplificată în continuare (fig. 10.25, *c*) s-a eliminat complet coroana *d,* iar coroana *c* liber rotitoare la primele două variante se folosește la transmiterea momentului. La trecerea de la o variantă la alta se observă și micșorarea gabaritului și simplificarea construcției carcasei variatorului.

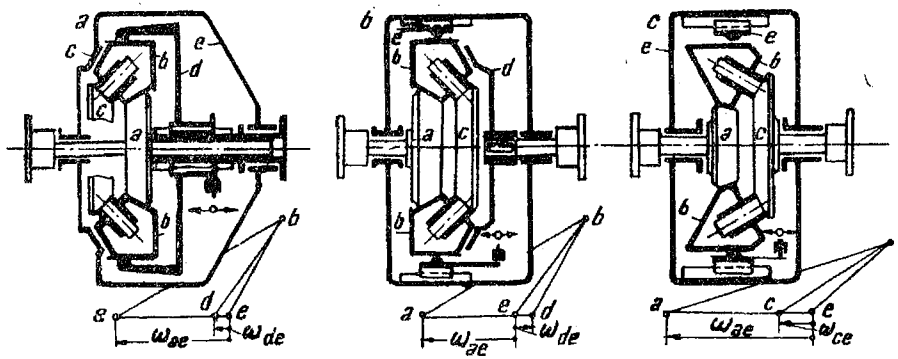


Fig. 10.25.

Variatorul Constantinescu. Variatorul descoperit de inginerul român Gogu Constantinescu este un mecanism inerțial prin care se reglează automat raportul de transmitere în funcție de momentul rezistent la arborele de ieșire. Principiul de funcționare al acestui variator constă în aceea că mișcarea de rotație a arborelui conducător se transformă într-o mișcare de oscilație și apoi din nou în una de rotație cu turație variabilă.

În figura 10.26 sînt reprezentate patru scheme ale variatorului. Elementele din care se compune variatorul sînt notate în figura 10.26, *a*. Arborele conducător *1* prevăzut cu manivela *2* pune în mișcare de oscilație pendulul *4*, prin intermediul bielei *3*. Pendulul *4* este prevăzut în partea inferioară cu o contragreutate *5*. Pendulul este suspendat de elementul fix prin intermediul eclisei *7*, prevăzută cu articulațiile *6* și *8*. Două biele *9* realizează legătura dintre articulația *6* și arborele condus *11* prin niște cuplaje de întrecere.

Figura 10.26, *b* corespunde situației cînd momentul de torsiune la arborele condus este mare. Turația arborelui condus se reduce foarte mult, eclisa *7* este aproape imobilă, iar contragreutatea *5* oscilează cu amplitudine mare.

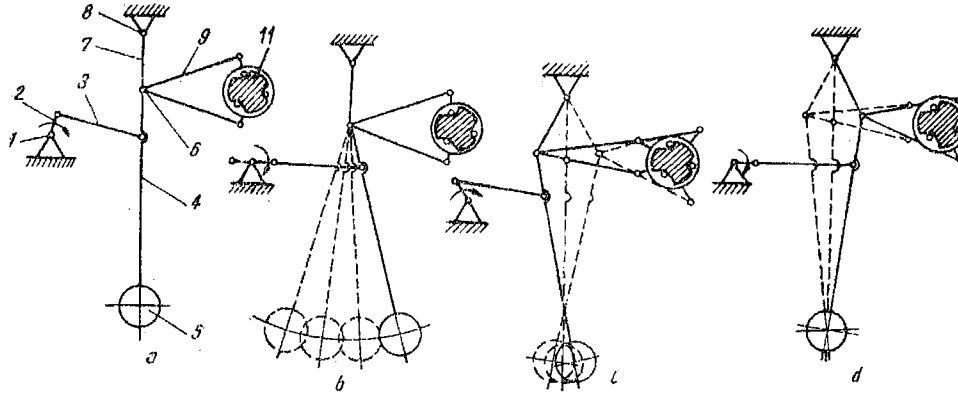


Fig. 10.26.

Dacă momentul de torsiune la arborele condus descrește, va descrește și amplitudinea de oscilație a contragreutății *5* și eclisa *7* va oscila în jurul articulației *8*. Bielele *9* vor transmite mișcarea prin cuplajele de întrecere la arborele condus căruia îi va crește turația (fig. 10.26, *c*).

Figura 10.26, *d* corespunde momentului de torsiune minim și a turației maxime la arborele condus. În această situație contragreutatea *5* este aproape imobilă, iar articulația *6* oscilează cu amplitudinea maximă.

Astfel amplitudinea de oscilație a articulației *6* variază automat cu variația momentului rezistent și cu aceasta va varia automat raportul de transmitere al variatorului.

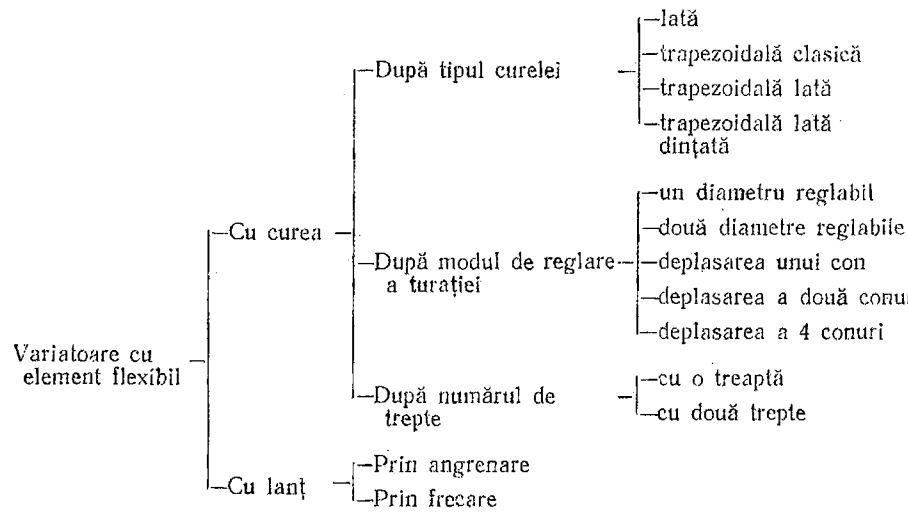
10.4. VARIATOARE CU ELEMENT FLEXIBIL

10.4.1. **Descriere. Clasificare.** Variatoarele cu element flexibil reprezintă aproximativ 2/3 din numărul total de variatoare produse pe plan mondial. Față de tipurile de variatoare cu roți de fricțiune, variatoarele cu element intermediar flexibil prezintă următoarele avantaje: siguranță mare în serviciu, construcție, întreținere și exploatare foarte simple, lipsa alunecării geometrice.

În tabelul 10.5 se indică o clasificare a variatoarelor cu element flexibil.

Tabelul 10.5

Clasificarea variatoarelor cu element flexibil



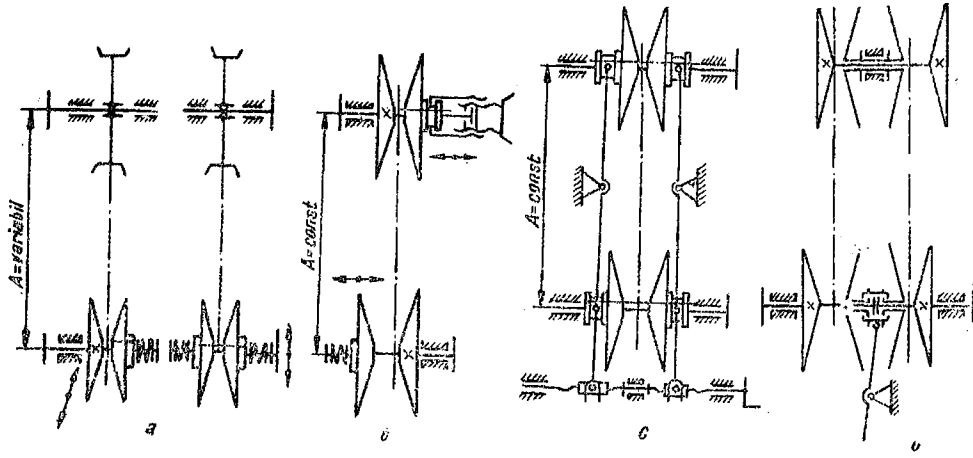


Fig. 10.27.

Dintre variatoarele cu element flexibil au obținut o răspîndire foarte mare cele cu curea. Variatoarele cu lanț de tip PIV, cu toate că reprezintă singurul variator la care puterea se transmite prin angrenare, datorită construcției complicate a lanțului și a funcționării cu zgomot și vibrații s-a răspîndit mai puțin decît variatoarele cu curea. În § 18.6 se prezintă o descriere a variatorului cu lanț de tip PIV.

În figura 10.27 se indică schematic diferite tipuri de variatoare cu curea.

La variatoarele cu un diametru reglabil, distanța dintre axe trebuie să fie reglabilă (fig. 10.27, *a*); la cele din grupa a doua, distanța dintre axe este constantă.

Deplasarea celor două discuri ale roții cu deschidere reglabilă se poate face cu un mecanism special, cu un arc sau cu ajutorul curelei însăși (prin modificarea tensiunii acesteia).

La transmisiile cu un singur diametru reglabil, varierea turației se realizează prin modificarea distanței dintre axe, ceea ce modifică tensiunea din curea și obligă discurile să se deplaseze.

La transmisiile cu ambele diametre reglabile, mecanismul de deplasare poate acționa concomitent pe ambele roți sau numai pe discurile unei roți. A doua roată este în acest caz cu arc.

La fiecare diametru reglabil se poate deplasa fie un disc, fie ambele ; în primul caz, cureaua se deplasează axial.

Variatoarele cu o curea trapezoidală lată se utilizează pentru puteri pînă la 30 kW, cu două curele pînă la 50 kW și cu 3 curele pînă la 60 kW.

10.4.2. **Gama de reglare** la variatoare cu curea este limitată de posibilitatea deplasării radiale a curelei din poziția corespunzătoare lui D_{max} în cea corespunzătoare lui D_{min} (fig. 10.28).

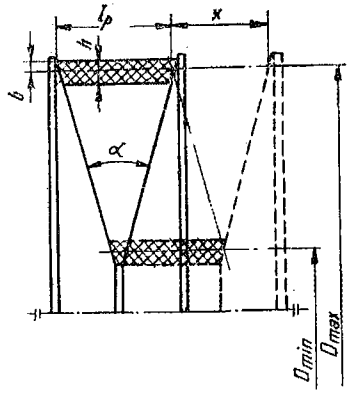


Fig. 10.28.

Din figura 10.28 se vede că :

$$\frac{l_p}{2} = \left[\frac{D_{max}-D_{min}}{2} + h - b\right] \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}.$$

Diametrul maxim la una din perechile de conuri este :

$$D_{max} = D_{min} + l_p \operatorname{cotg}\frac{\alpha}{2} - 2(h-b).$$

Raportul între diametrele limită este :

$$\frac{D_{max}}{D_{min}} = 1 + \frac{l_p \operatorname{cotg}\frac{\alpha}{2}}{D_{min}} - \frac{2(h-b)}{D_{min}}. \qquad (10.73)$$

La transmisii prin curele trapezoidale clasice :

$$\alpha_{min} = 34°; \quad l_p = 1{,}3h; \quad D_{min} = 10h; \quad b \approx 0{,}35h.$$

La varierea unui element, gama de reglare rezultă :

$$G_r = \frac{D_{max}}{D_{min}} = 1{,}4.$$

La o variere a ambelor elemente, gama de reglare este :

$$G_r = \left(\frac{D_{max}}{D_{min}}\right)^2 \approx 2.$$

Relația (10.73) se mai poate scrie sub forma :

$$\frac{D_{max}}{D_{min}} = 1 + \frac{\frac{l_p}{h} \operatorname{cotg}\frac{\alpha}{2}}{\frac{D_{min}}{h}} - \frac{2\left(1-\frac{b}{h}\right)}{\frac{D_{min}}{h}}. \qquad (10.74)$$

Din relația (10.74) se vede că raportul $\frac{D_{max}}{D_{min}}$ și deci gama de reglare crește cu creșterea raportului $\frac{l_p}{h}$ (curele trapezoidale late), cu reducerea unghiului canalului și a raportului $\frac{D_{min}}{h}$. Se folosește cîteodată și soluția cu discuri cu fante (soluție neeconomică, acum cînd există curele trapezoidale late).

Din relația (10.74) se poate calcula raportul $\frac{l_p}{h}$:

$$\frac{l_p}{h} = \left[\left(\frac{D_{max}}{D_{min}} - 1\right)\frac{D_{min}}{h} + 2\left(1 - \frac{b}{h}\right)\right] \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}. \qquad (10.75)$$

Introducînd un coeficient de siguranță ($c=1{,}05$) pentru compensarea toleranței de lățime și a uzurii, cît și pentru realizarea unui joc minim între discuri se obține raportul $\left(\frac{l_p}{h}\right)_{nec}$:

$$\left(\frac{l_p}{h}\right)_{nec} = 1{,}05\left[\left(\frac{D_{max}}{D_{min}} - 1\right)\frac{D_{min}}{h} + 2\left(1 - \frac{b}{b}\right)\right] \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}. \qquad (10.76)$$

Raportul $\frac{l_p}{h}$ se limitează din motive de rigiditate transversală a curelei la $\frac{l_p}{h} \leqslant 3{,}5$.

La calculul gamei de reglare trebuie să se țină seama de alegerea curelei și de abaterile ei dimensionale. La transmisiile cu un singur diametru reglabil (la care distanța dintre axe este variabilă) alungirea curelei și abaterile ei dimensionale se compensează prin modificarea distanței dintre axe. Același lucru se întîmplă la transmisiile cu ambele diametre reglabile dacă se prevede o posibilitate de variere a distanței dintre axe sau se folosește o rolă de întindere.

La transmisiile cu distanță fixă între axe, atît abaterile de lungime și secțiune ale curelei, cît și alungirea acesteia vor avea ca urmare o poziție a curelei în canal diferită de cea teoretică și deci abateri ale raportului de transmitere efectiv față de cel teoretic.

15.4.3. **Elementele constructive ale variatoarelor cu curea.** Cureaua de variator ale cărei dimensiuni sînt reglementate prin STAS 7503-66 este de obicei o curea lată, dințată interior (mai rar exterior). Ea trebuie să îndeplinească următoarele condiții în plus față de curelele clasice sau înguste:

a) $\frac{l_p}{h}$ mare;

b) α mic;

c) rigiditate transversală suficientă.

Unghiul α se ia în funcție de lățimea curelei în limitele $\alpha=22°—33°$ pentru $a=22—80$ mm (a — lungimea bazei mari a trapezului). În STAS 7503-66 unghiul α are o valoare unică pentru toate lățimile, $\alpha=26°$.

Cu scăderea lui α crește gama de turații [v. relația (10.74)], dar crește și forța de apăsare — relația (10.93).

Diametrul minim poate fi luat mic, deoarece cureaua lucrează puțin pe acest diametru: se poate lua $\frac{D_{min}}{h} = 6 \ldots 8$.

Lungimea curelei se calculează pentru poziția limită (i_{max} sau i_{min}).

Presupunînd că tensiunea din curea rămîne constantă, la o distanță constantă între axe, lungimea curelei ar trebui să difere pentru o poziție extremă și una mijlocie (presupunînd o reglare simetrică).

Lungimea curelei pentru o poziție extremă este:

$$L_p = 2A + \frac{\pi}{2}(D_{max} + D_{min}) + \frac{(D_{max} - D_{min})^2}{4A}. \qquad (10.77)$$

Lungimea curelei pentru o poziție mijlocie cînd calcă pe D_{med},

$$D_{med} = \frac{D_{max} + D_{min}}{2}$$

este:

$$L'_p = 2A + \frac{\pi}{2} 2D_{med} = 2A + \frac{\pi}{2}(D_{max} + D_{min}). \qquad (10.78)$$

Apare o diferență ΔL_p între cele două poziții:

$$\Delta L_p = L_p - L'_p = \frac{(D_{max} - D_{min})^2}{4A}. \qquad (10.79)$$

Cum $L_p = const.$ și $A = const.$, la varierea raportului de transmitere variază tensiunea din curea. Pentru a asigura o tensiune inițială suficientă pentru orice poziție a curelei se montează cureaua cu o tensiune inițială necesară pe poziția medie (cînd lungimea necesară a curelei este minimă), astfel încît în pozițiile extreme se realizează o tensiune mai mare decît cea necesară. Aceasta are ca urmare o durabilitate scăzută a curelei. Pentru a elimina acest neajuns se folosesc conuri cu suprafață curbă (soluție tehnologic mai scumpă), role de întindere sau arcuri de apăsare. Conurile cu suprafața curbă mai prezintă avantajul că scade unghiul deschiderii canalului spre diametre mici (așa cum cere deformația curelei).

La transmisii cu un singur diametru reglabil se calculează și valorile A_{max} și A_{min}, pentru a stabili limitele între care trebuie variată distanța dintre axe.

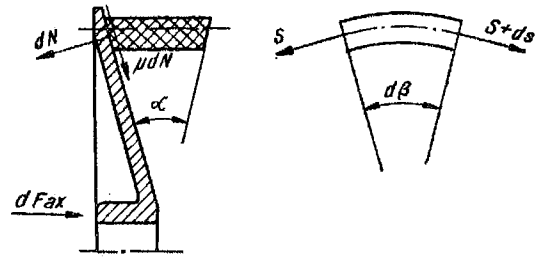
Deplasarea axială a discurilor conice este (ambele discuri deplasabile):

$$x = \frac{D_{max} - D_{min}}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \qquad (10.80)$$

Se preferă ca ambele conuri să fie deplasabile, în care caz cureaua ocupă, la orice raport de transmitere, aceeași poziție axială.

10.4.4. **Forța axială pe discuri.** La variatoarele cu curea la care tensiunea se realizează datorită apăsării unor arcuri, calculul forței de apăsare (și deci dimensionarea arcului) se face pornind de la observația (v. Cap. 9) că unghiul de înfășurare β se împarte în două zone, unghiul de alunecare β_a și unghiul de repaus β_r. Pe arcul de alunecare este preponderentă alunecarea tangențială față de care alunecarea radială a curelei este neglijabilă, iar pe arcul de repaus, unde alunecarea tangențială este nulă, alunecarea radială

Fig. 10.29.



devine importantă. Scriind echilibrul forțelor pe arcul de repaus rezultă următoarele relații (fig. 10.29):

$$dF_{ax} = dN\cos\frac{\alpha}{2} - \mu dN\sin\frac{\alpha}{2} = dN\left(\cos\frac{\alpha}{2} - \sin\frac{\alpha}{2}\right) \tag{10.81}$$

și:

$$2dN\sin\frac{\alpha}{2} + 2\mu dN\cos\frac{\alpha}{2} = 2S\sin\frac{d\beta}{2}; \tag{10.82}$$

$d\beta$ fiind mic, $\sin\frac{d\beta}{2} \approx \frac{d\beta}{2}$.

Dînd 2 dN factor comun în relația (10.82) rezultă:

$$2dN\left(\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}\right) = Sd\beta; \tag{10.83}$$

$$dF_{ax} = \frac{Sd\beta}{2\left(\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot \left(\cos\frac{\alpha}{2} - \mu\sin\frac{\alpha}{2}\right); \tag{10.84}$$

$$dF_{ax} = \frac{Sd\beta}{2\,\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}. \tag{10.85}$$

Integrînd relația (10.85) pe arcul de repaus rezultă:

$$(F_{ax})_{\beta_r} = \frac{S\beta_r}{2\,\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}. \tag{10.86}$$

Unghiul de repaus $\beta_r = \beta - \beta_a$, unde β_a se determină din relația lui E u l e r, în care se introduce β_a (unghiul de alunecare):

$$m = \frac{S_1}{S_2} = e^{\frac{\mu\beta_a}{\sin\frac{\alpha}{2}}}; \tag{10.87}$$

$$\beta_a = \frac{\ln m}{\mu}\sin\frac{\alpha}{2}. \tag{10.88}$$

Pe de altă parte,

$$m=\frac{S_1}{S_2}=\frac{S_0+\frac{F_t}{2}}{S_0-\frac{F_t}{2}}=\frac{1+\frac{F_t}{2S_0}}{1-\frac{F_t}{2S_0}}=\frac{1+\varphi_0}{1-\varphi_0}.$$

Determinînd experimental valoarea lui φ_0 şi a lui μ rezultă m şi, prin urmare, β_a şi β_r.

Pe arcul de alunecare β_a forţa axială necesară este (componenta radială a forţei de frecare fiind neglijabilă):

$$dF_{ax}=dN\cos\frac{\alpha}{2}. \tag{10.90}$$

Deoarece creşterea tensiunii din curea este tocmai forţa de frecare, se poate scrie:

$$dS=2\mu dN \tag{10.91}$$

şi, înlocuind în relaţia (10.90), rezultă:

$$dF_{ax}=\frac{dS}{2\mu}\cos\frac{\alpha}{2}.$$

Integrînd rezultă forţa axială pe arcul de alunecare:

$$(F_{ax})_{\beta_a}=\int_{S_2}^{S_1}\frac{dS}{2\mu}\cos\frac{\alpha}{2}=\frac{S_1-S_2}{2\mu}\cos\frac{\alpha}{2};$$

$$(F_{ax})_{\beta_a}=\frac{F_t}{2\mu}\cos\frac{\alpha}{2}. \tag{10.92}$$

Forţa de apăsare necesară pe lungimea arcului de înfăşurare este:

$$F_{ax}=(F_{ax})_{\beta_r}+(F_{ax})_{\beta_a}=\frac{S\beta_r}{2\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}+\rho\right)}+\frac{F_t\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu}. \tag{10.93}$$

Pe discurile motoare în locul lui S se va scrie S_1, iar pe discurile conduse S_2.

Coeficientul de frecare μ se poate admite:

$$\mu=0{,}3\ldots0{,}35.$$

De multe ori la calculul lui F_{ax} se înlocuieşte componenta forţei axiale pe arcul de repaus printr-un coeficient c, în care caz:

$$F_{ax}=\frac{cF_t\cos\frac{\alpha}{2}}{2\mu},$$

$c=1{,}2\ldots1{,}4$ — dacă apăsarea se face pe discurile motoare;
$c=1{,}7\ldots2{,}2$ — dacă apăsarea este pe discurile conduse.

10.4.5. **Schema de calcul a variatoarelor cu curea trapezoidală lată** (variatoare cu două discuri reglabile cu reglare simetrică).

Se dă : G_r ; ω_1 ; $P(M_{t_2})$.

1) Diametrul minim : D_{min}

a) Pentru funcționare la $P=const.$ $(M_{t_1}=const.)$:

$$D_{1\,min}=126\sqrt[3]{\frac{\left(\frac{D_{min}}{h}\right)^2 P_1}{\frac{l_p}{h} z\sigma_{ua}\omega_1}}. \quad [mm]$$

b) Pentru funcționare la $M_{t_2}=const.$:

$$D_{2\,min}=\sqrt[3]{\frac{2M_{t_2}\left(\frac{D_{min}}{h}\right)^2}{\frac{l_p}{h} z\sigma_{ua}}} \quad [mm],$$

unde :

$$\frac{D_{min}}{h}=6\ldots8;$$

$$\left(\frac{l_p}{h}\right)_{nec}=1{,}05\left[(\sqrt{G_t}-1)\frac{D_{min}}{h}+2\left(1-\frac{b}{h}\right)\right]\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\leqslant 3{,}5;$$

$\frac{b}{h}=0{,}285\ldots0{,}34$ (STAS 7503-66); z — se alege constructiv :

$$\sigma_{ua}=2-0{,}4\frac{l_p}{h} \quad [N/mm^2];$$

$$\alpha_0=22\ldots28°.$$

Notă : Calculul lui D_{min} se efectuează pe baza acelorași considerente ca la curele trapezoidale clasice (v. Cap. 9).

2) Dimensiunile curelei :

$$h=\left(\frac{h}{D_{min}}\right)D_{min};$$

$$l_p=\left(\frac{l_p}{h}\right)h.$$

Se alege cureaua tipizată cea mai apropiată.

3) Diametrul maxim $D_{max}=(1-\xi_a)\sqrt{G_t}D_{min}$.

4) $A=(0{,}75\ldots1{,}5)(D_{p1}+D_{p2})$;

$A\rightarrow L_p\rightarrow A_{ef}$ (v. Cap. 9).

5) Se verifică :

$$\left(\frac{l_p}{h}\right)_{ef} \geqslant \left(\frac{l_p}{h}\right)_{nec}.$$

6) Unghiul efectiv al canalului α_{ef} ;

$$\alpha_{ef} = \alpha_0 - 4^\circ \text{ (curele dințate).}$$

7) Deplasarea discurilor mobile :

$$x = \frac{D_{max} - D_{min}}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha_{ef}}{2}.$$

8) Forța tangențială :

$$F_{max} = \frac{2M_t}{D_{p\,min}}; \quad F_{min} = \frac{2M_t}{D_{p\,max}}.$$

9) Se admite $\varphi_0 = 0{,}6 \ldots 0{,}75$ și se determină :

$$S_0 = \frac{F_t}{2\varphi_0};$$

$$S_{0\,max} = \frac{F_{max}}{2\varphi_0}; \quad S_{0\,min} = \frac{F_{min}}{2\varphi_0}.$$

10) Forțele din ramurile curelei :

$$S_{1\,max} = S_{0\,max} + \frac{F_{max}}{2}; \quad S_{1\,min} = S_{0\,min} + \frac{F_{min}}{2};$$

$$S_{2\,max} = S_{0\,max} - \frac{F_{max}}{2}; \quad S_{2\,min} = S_{0\,min} - \frac{F_{min}}{2}.$$

11) Valoarea lui $m = \frac{1+\varphi_0}{1-\varphi_0}$; $\beta_a = \frac{\ln m}{\mu} \sin \frac{\alpha_{ef}}{2}$.

12) Din calculul geometric rezultă :

$$\beta_{1\,max,\ min}; \quad \beta_{2\,max,\ min}$$

13) Arcul de repaus $\beta_r = \beta - \beta_a$

14) Forța axială (de apăsare):

$$F_{ax1} = \left[\frac{\cos \frac{\alpha_{ef}}{2}}{2\mu} + \frac{m}{m-1} \cdot \frac{\beta_{r1}}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_{ef}}{2} + \rho\right)} \right] F_t; \quad [F_{max},\ F_{min}];$$

$$F_{ax2} = \left[\frac{\cos \frac{\alpha_{ef}}{2}}{2\mu} + \frac{1}{m-1} \cdot \frac{\beta_{r2}}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_{ef}}{2} + \rho\right)} \right] F_t; \quad [F_{max},\ F_{min}].$$

Cu aceste forțe și cu cursa x a discurilor se calculează arcurile necesare pentru apăsarea discurilor.

TRANSMISII PRIN ANGRENARE

A. DEFINIȚIE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

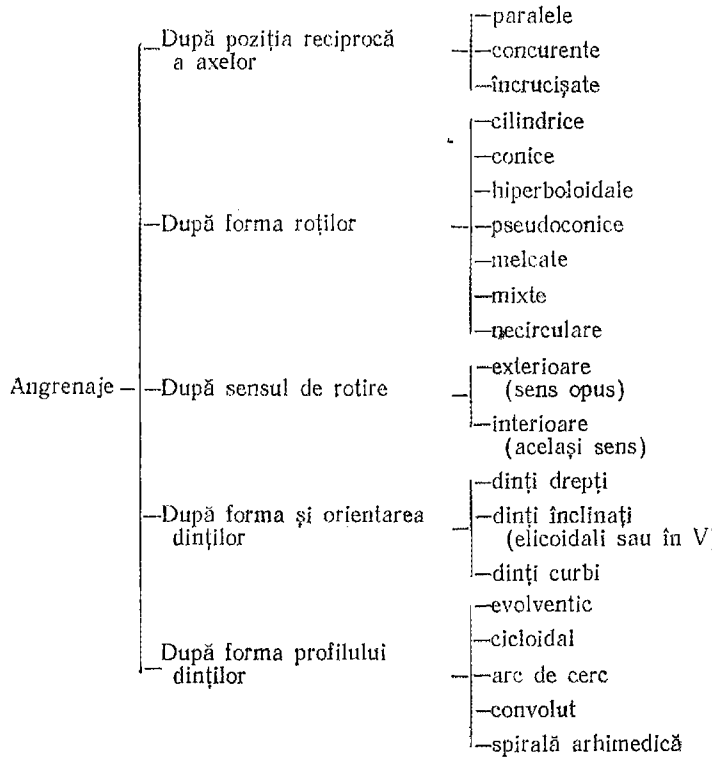
Transmisiile prin angrenare sînt transmisii mecanice la care mișcarea se transmite prin intermediul unor dinți (prin angrenare) direct sau printr-un element intermediar (lanț).

Angrenajele sînt mecanisme formate din două roți dințate mobile în jurul a două axe, una antrenînd-o pe cealaltă prin acțiunea dinților aflați succesiv în contact.

In tabelul 11.1 se indică o clasificare a angrenajelor.

Tabelul 11.1

Clasificarea angrenajelor



Clasificarea conform tabelului 11.1 permite încadrarea tuturor tipurilor de angrenaje. De exemplu, angrenajul cilindric paralel exterior drept numit de obicei în practică, pe scurt, *angrenaj cilindric*; angrenajul cilindric încrucișat exterior înclinat numit de obicei *angrenaj elicoidal*; angrenajul cilindric globoidal încrucișat exterior numit *angrenaj melcat*.

În figurile 11.1 pînă la 11.11 sînt reprezentate angrenajele cu utilizare curentă în construcția de mașini. Astfel, în figura 11.1 este reprezentat un angrenaj cilindric; în figura 11.2 — un angrenaj cilindric cu cremalieră; în figura 11.3 — un angrenaj cilindric cu dinți înclinați cu cremalieră; în figura 11.4 — un angrenaj cilindric interior (cu dantură interioară); în figura 11.5 — un angrenaj conic; în figura 11.6 — un angrenaj conic cu roată plană; în figura 11.7 — un angrenaj hiperboloidal (cu reprezentarea hiperboloizilor); în figura 11.8 — un angrenaj elicoidal; în figura 11.9 — un angrenaj pseudoconic (care înlocuiește angrenajul hiperboloidal); în figura 11.10 — un angrenaj melcat cilindric; iar în figura 11.11 — un angrenaj melcat globoidal.

Angenajele se construiesc într-o treaptă sau mai multe trepte (cînd sînt necesare rapoarte mari de transmitere).

Angrenajele se mai pot clasifica în: ordinare, planetare și diferențiale, după cum axele de rotație ale roților sînt fixe (ordinare) sau mobile (planetare și diferențiale: planetare — un grad de mobilitate; diferențiale — mai multe grade de mobilitate).

Angrenajele reprezintă cele mai răspîndite și mai importante transmisii mecanice. Roțile dințate se construiesc într-o gamă foarte mare cu dimensiuni, de la diametre de zecimi de milimetru (în aparate de precizie), pînă la diametre de zeci de metri, de la mase de cîteva grame, pînă la mase de zeci de tone.

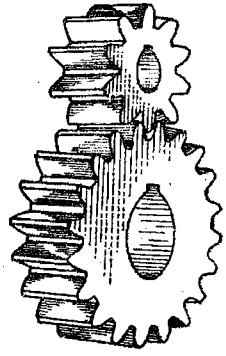


Fig. 11.1.

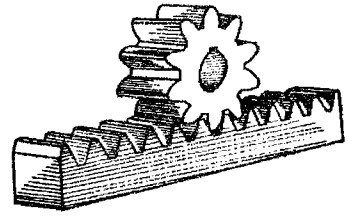


Fig. 11.2.

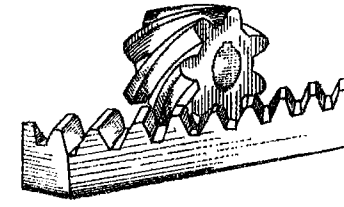


Fig. 11.3.

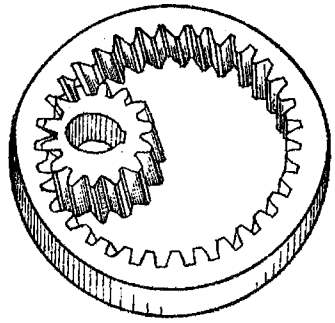


Fig. 11.4.

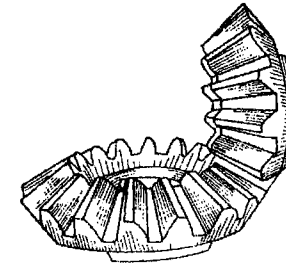


Fig. 11.5.

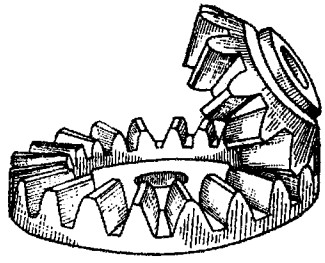


Fig. 11.6.

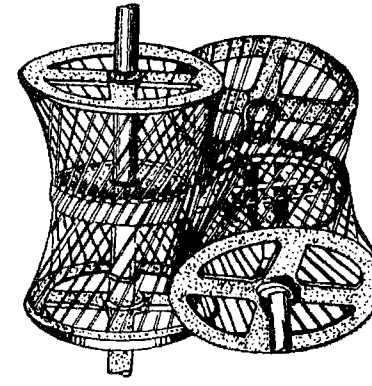


Fig. 11.7.

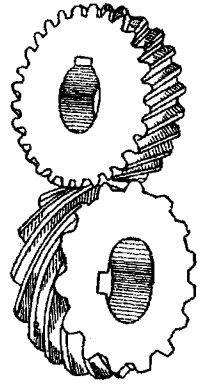


Fig. 11.8.

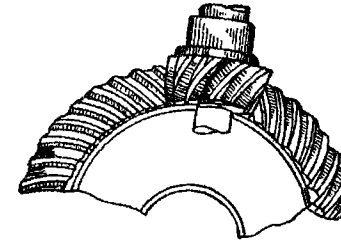


Fig. 11.9.

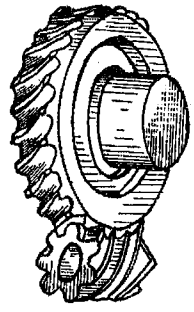


Fig. 11.10.

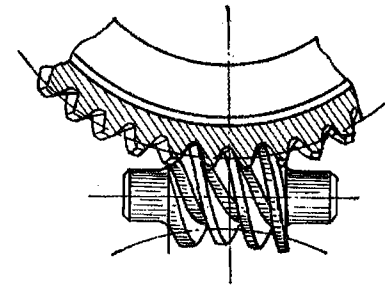


Fig. 11.11.

Angrenajele prezintă o serie întreagă de avantaje în raport cu celelalte tipuri de transmisii, ceea ce le asigură supremația în rîndul transmisiilor (v. tabelul 8.2).

B. PROBLEME GENERALE ALE ANGRENAJELOR

Standardizarea angrenajelor este foarte dezvoltată, ținînd seama de marea lor răspîndire. Acțiunea de standardizare a angrenajelor a fost începută în urmă cu peste un secol (de Robert Willis) și este continuată și în zilele noastre. Astfel sînt standardizate elementele danturii prin cremaliera de referință (STAS 821-63) — la angrenajele cilindrice, prin roata plană de referință (STAS 6844-63) — la angrenajele conice și prin melcul de referință (STAS 6845-63) — la angrenajele melcate.

In afara elementelor danturii sînt standardizate modulele în seria R 10 (rația 1,25), care este recomandată de STAS 822-61 ca o serie preferențială și în seria R 20 (rația 1,125).

Sînt standardizate, totodată, în STAS 6012-59, rapoartele de transmitere în seria R 20 și în STAS 6055-59, distanțele dintre axe tot în seria R 20.

De o importanță deosebită pentru funcționarea corectă și pentru reducerea zgomotului produs de angrenaje este *precizia lor.*

Criteriile de precizie, toleranțele și abaterile roților dințate și ale angrenajelor sînt și ele standardizate într-o serie de standarde. In aceste standarde, normele de precizie sînt grupate în 3 grupe: norme de precizie cinematică, de funcționare lină și de contact între dinți.

Abaterile limită și toleranțele angrenajelor se împart în 12 clase de precizie, în ordinea descrescîndă a preciziei. Trecerea de la o clasă la alta se face cu pregresia $\varphi = 1{,}6$, în afara criteriului de contact între dinți, la care $\varphi = 1{,}2$. Clasele 7 și 8 din actualele standarde de precizie ale angrenajelor coincid aproape complet cu clasele 2 și 3 din vechiul GOST (1643-46), cu 4 clase de precizie (care se utiliza și la noi).

Clasa de precizie a angrenajelor se alege pe baza condițiilor de exploatare pe care trebuie să le satisfacă angrenajul respectiv, și anume : viteza periferică, utilajul în care va fi utilizat, condiții de mers lin, lipsă de zgomot și vibrații, puterea transmisă etc. In lucrarea [25] este prezentat în Anexa 5 un tabel care ușurează alegerea clasei de precizie a unui angrenaj.

Independent de clasa de precizie a angrenajelor, se stabilesc criterii pentru jocul dintre dinți. Jocul de bază este jocul normal notat cu simbolul JC ; celelalte jocuri sînt : JE (cu joc nul), JD (cu joc micșorat) și JA (cu joc mărit).

Zgomotul în angrenaje este produs de variația sarcinii în punctele de intrare și ieșire din angrenare și în punctele de angrenare singulară sau datorită defectelor, care cauzează și ele variații ale sarcinii pe dinte. Aceste variații ale mărimii și direcției forțelor pot produce vibrații mecanice și acustice și poate apărea fenomenul de rezonanță, atunci cînd frecvența proprie de oscilație a unui element al transmisiei (roată, carcasă, arbore etc.) coincide cu frecvența forței perturbatoare.

Zgomotul din angrenaje este un fenomen complex, influențat de un mare număr de factori, ca : precizia cu prelucrare a roților, materialul roților, unghiul de angrenare, ungerea, rigiditatea arborilor, lagărelor și a carcasei, sarcina transmisă, gradul de acoperire etc. Dintre defectele de prelucrare, defectele de profil au un efect mai mare decît cele de pas sau de paralelism.

Zgomotul produs de un angrenaj este un criteriu complex de calitate, care se folosește frecvent în ultimii ani pentru calificarea calitativă a unui angrenaj.

Se indică drept criteriu de calitate pentru angrenaje mici și mijlocii utilizate în construcția generală de mașini 75—85 phoni, la o distanță de 0,5 m. La angrenaje mari se admit pînă la 100 phoni.

Se recomandă următoarele măsuri pentru reducerea zgomotului din angrenaje : precizie (cost ridicat); flancare ; rugozitate scăzută a profilelor ; dinți înclinați, carcase și lagăre rigide ; grad de acoperire mare ; alunecare specifică redusă ; ungere abundentă cu lubrifianți vîscoși ; carcase bine etanșate ; evitarea rezonanței (la carcase, arbori, roți); rodaj (în gol și în sarcină); coroană dințată montată prin intermediul unor bolțuri din material plastic ; roți dințate din material plastic etc.

C. ANGRENAJE PARALELE

11. ANGRENAJE CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI

11.1. ELEMENTE DE GEOMETRIE ȘI CINEMATICA

11.1.1. **Cremaliera de referință.** Dantura angrenajelor cilindrice cu profil evolventic este definită prin *cremaliera de referință* standardizată în STAS 821-63. Elementele geometrice ale danturii sînt exprimate în funcție de modul.

În cazul angrenajelor puternic solicitate (dimensionate la limită), care lucrează la viteze mari (v. Anexa la STAS 821-63) se utilizează cîteodată *angrenajele flancate*. Flancarea are drept scop de a compensa variația pasului danturii de-a lungul liniei de angrenare datorită deformării dinților sub sarcină. Această abatere, în lipsa flancării, are ca efect contacte în afara liniei de angrenare, ceea ce la viteze mari produce zgomot și șocuri mari în angrenaj.

În afara cremalierei de referință STAS, se mai utilizează și alte tipuri de cremaliere de referință. Astfel se utilizează cremaliera de referință pentru dinți scurtați (ASA — 20° *Stub Tooth System*), avînd $\alpha_0 = 20°$; $a_0 = 0{,}8\,m$; $b_0 = m$. Firma Maag utilizează o cremalieră de referință avînd : $\alpha_0 = 15°$; $f_0 = 1$ și $\omega_0 = \frac{c_0}{m} = \frac{1}{6}$. De remarcat că unghiul de angrenare de referință admis astăzi aproape unanim egal cu 20°, a fost luat inițial 15°. Unghiul de 15° prezintă avantajul unei lățimi mai mari a capului dintelui, ceea ce este avantajos în special în cazul discurilor plane de rectificat dantura. Se folosește și un sistem combinat în care diametrul de divizare corespunde unui anumit modul m, iar elementele danturii unui modul mai mic m' ($D_d = mz$; $a_0 = f_0 m'$; $b_0 = (f_0 + \omega_0) m'$).

Se utilizează de asemenea o mare varietate de unghiuri de referință : $\alpha_0 = 14°30'$; 17°30′ ; 18°30′ ; 22°30′. Există o tendință spre unghiuri de referință mai mari (25° și chiar 28°), întrucît cu creșterea unghiului crește și capacitatea portantă a flancului dintelui. Deoarece cu creșterea unghiului apare însă pericolul ascuțirii, creșterea acestuia este asociată cu reducerea înălțimii dintelui ($f_0 = 0{,}8 \ldots 0{,}9$).

Există și soluții pentru realizarea de angrenaje cu grade de acoperire mari ($\varepsilon > 2$), prin utilizarea de cremaliere de referință la care $f_0 = 1{,}25 \ldots 1{,}3$.

In S.U.A. şi Anglia, în locul modulului este standardizat *Diametral Pitch* (*DP*). Acesta reprezintă numărul de dinţi pe un ţol de diametru de divizare. Relaţia de transformare între modul şi *Diametral Pitch* este:

$$m = \frac{25{,}4}{DP} \text{ [mm]}; \quad DP = \frac{25{,}4}{m\,[\text{mm}]} \left[\frac{1}{\text{ţol}}\right].$$

11.1.2. **Calculul geometric al angrenajului cilindric.** Toate elementele geometrice ale angrenajelor se pot determina în funcţie de numerele de dinţi ale roţilor, de cremaliera de referinţă utilizată şi de deplasările specifice de profil. În cazul roţilor cilindrice cu dinţi înclinaţi se impune cunoaşterea în plus a unghiului de înclinare a dinţilor; la angrenajele conice, pseudoconice, elicoidale şi melcate, cunoaşterea unghiului dintre axe.

Dacă la danturare se utilizează cuţitul-roată, pentru calculul geometric al angrenajului respectiv trebuie cunoscute şi elementele geometrice ale sculei (diametrul de vîrf al cuţitului-roată — D_{ec} şi numărul său de dinţi — z_c).

Calculul geometric al angrenajelor se execută pe baza cunoştinţelor de la cursul de *Teoria mecanismelor*. În lucrarea [25] se indică o metodă tabelară, bazată în parte pe nomograme, pentru calculul mărimilor geometrice. Acestea pot fi împărţite în 3 grupe:

a) Relaţii pentru calculul unor mărimi constructive, ca: distanţa între axe A_0, A, diametrele roţilor: D_d, D_r, D_i, D_e, unghiul de angrenare α_r, înălţimea dinţilor h (calculul acestor relaţii trebuie efectuat cu mare precizie).

b) Relaţii pentru calculul unor mărimi necesare pentru verificarea dimensională a angrenajelor, ca: lungimea nominală peste n dinţi L_n, numărul de dinţi peste care se măsoară lungimea L_n, diametrul roţii măsurat peste role M, coarda constantă g_c, înălţimea la coarda constantă k_c etc. Dintre aceste mărimi se calculează numai acele care se tolerează şi prin intermediul cărora se realizează verificarea dimensională a angrenajului respectiv.

c) Relaţii pentru calculul coeficienţilor de calitate ai angrenajelor, ca: ascuţirea, interferenţa, subţierea, pătrunderea, gradul de acoperire şi alunecarea între profile. De subliniat că aceşti coeficienţi nu necesită un calcul cu o precizie prea ridicată, motiv pentru care se recomandă, îndeosebi în acest caz, folosirea nomogramelor.

Calculul geometric se execută după ce în prealabil s-a executat un calcul aproximativ de rezistenţă, care să permită determinarea distanţei dintre axe şi ca urmare a modulului şi a numerelor de dinţi. Pe baza deplasărilor de profil alese şi a mărimilor geometrice calculate se determină printr-un calcul cu rezistenţă mai exact, lăţimea şi materialul roţilor, iar la angrenajele cu durabilitate limitată, durata acestora (v. şi § 12.3.6).

11.1.3. **Alegerea deplasărilor specifice.** Deoarece angrenajele cu dantură deplasată prezintă avantaje importante se impune alegerea deplasării corespunzătoare a profilurilor dinţilor pentru fiecare angrenaj. Prin deplasarea profilului se pot obţine următoarele avantaje:

a) evitarea interferenţei;

b) creşterea rezistenţei rădăcinii dintelui la rupere prin mărirea grosimii lui ;

c) reducerea alunecării între flancuri, ceea ce contribuie la reducerea uzurii (în special la angrenaje care lucrează deschis) şi a zgomotului ;

d) mărirea rezistenţei flancului dintelui la presiunea de contact, prin mărirea razei de curbură a profilului ;

e) realizarea unei distanţe impuse între axe ;

f) posibilitatea trecerii dintr-un sistem de dinţare într-altul, menţinînd raportul de transmitere şi distanţa între axe ;

g) repararea roţilor dinţate uzate ;

h) realizarea de condiţii de frecare mai bune şi deci a unui randament mai ridicat.

Prin deplasări de profil judicios alese se pot obţine maximum de avantaje. În lucrările [12] şi [24] se indică diferite soluţii pentru alegerea deplasărilor de profil optime pentru obţinerea unor anumite avantaje.

În stadiul acutal al tehnicii angrenajelor trebuie recomandată *utilizarea cu precădere a angrenajelor deplasate*. Ele asigură angrenajului evolventic o mare elasticitate, adică permit obţinerea de proprietăţi optime pentru condiţiile concrete constructive, funcţionale şi de exploatare ale unui anumit angrenaj. Singurul neajuns este doar faptul că necesită calcule mai laborioase.

Mărimea deplasărilor specifice de profil este limitată de unele condiţii de calitate a angrenajelor, ca : ascuţirea dinţilor, interferenţa, subţierea, pătrunderea, gradul de acoperire şi alunecarea între profile.

Ascuţirea este limitată la $s'_e \geqslant 0{,}3$ pentru roţi din oţeluri îmbunătăţite şi la $s'_e \geqslant 0{,}5$, pentru roţi din oţeluri călite. Interferenţa şi subţierea pot fi evitate cu uşurinţă prin alegerea de roţi dinţate cu numere mari de dinţi şi de deplasări specifice pozitive. Cum ambele tendinţe sînt astăzi predominante, interferenţa şi subţierea nu prezintă dificultăţi. Printr-o alegere judicioasă a numărului de dinţi şi a deplasărilor de profil poate fi evitată şi pătrunderea.

Gradul de acoperire este limitat inferior de clasa de precizie a angrenajului. În clasele de precizie 3 ... 6, $\varepsilon \geqslant 1{,}05$; în calsa 7, $\varepsilon \geqslant 1{,}08$; în clasa 8, $\varepsilon \geqslant 1{,}15$, iar în clasele 9 ... 12, $\varepsilon \geqslant 1{,}35$. Nu are sens să se caute construirea angrenajelor cu valori mari ale gradului de acoperire, deoarece cercetări experimentale au arătat că abia pentru $\varepsilon \geqslant 2$ se obţin creşteri ale capacităţii portante a angrenajului [12].

N o t ă. O serie de probleme privind : calculul angrenajelor cilindrice cu dinţi drepţi ; alegera materialelor ; rezistenţe admisibile şi soluţii constructive etc. sînt în mare parte valabile şi pentru angrenajele cilindrice cu dinţi înclinaţi, precum şi pentru angrenajele conice şi elicoidale. De aceea

nu se va reveni asupra acestor probleme în capitolele respective. Cu alte cuvinte, angrenajul cilindric cu dinți drepți reprezintă angrenajul de bază în raport cu care se studiază și celelalte tipuri de angrenaje.

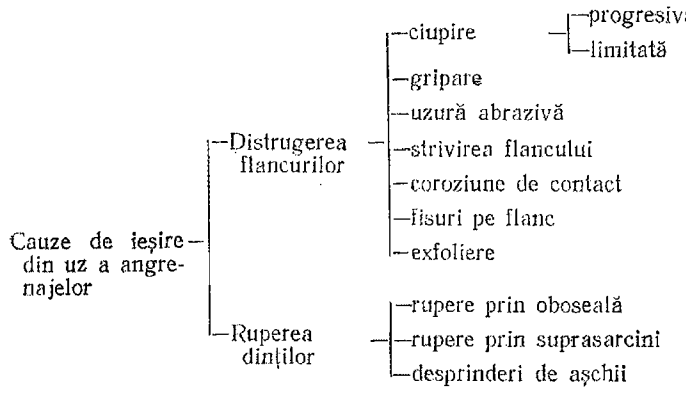
11.2. CALCULUL ANGRENAJELOR CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI

11.2.1. **Cauzele ieșirii din uz a angrenajelor.** Ca la toate organele de mașini și calculul de rezistență al angrenajelor trebuie să se axeze pe cauzele care pot duce la ieșirea acestora din uz. Angrenajele sînt însă organe de mașini foarte complexe și, ca urmare, și cauzele care conduc la ieșirea lor din funcțiune sînt multiple. Aceste cauze pot fi grupate în două categorii : cauze care duc la distrugerea flancurilor dinților și cauze care duc la ruperea dinților. Fiecare dintre aceste deteriorări pot fi produse de cauze funcționale sau tehnologice, adică pot fi o urmare a unei proiectări și exploatări necorespunzătoare (cauze funcționale) sau a unei tehnologii de fabricație greșite.

În tabelul 11.2 se indică o clasificare a principalelor cauze care provoacă ieșirea din uz a angrenajelor.

Tabelul 11.2

Cauze de ieșire din uz a angrenajelor



Calculul de rezistență al angrenajelor constă în determinarea dimensiunilor minime ale angrenajului, la care nu are loc nici unul dintre fenomenele de deteriorare amintite.

Problema cauzelor ieșirii din uz a angrenajelor nu prezintă numai interes pentru stabilirea metodelor de calcul care au ca urmare evitarea deteriorărilor, ci este deosebit de importantă și pentru a putea stabili măsurile de remediere impuse în cazul unor angrenaje care s-au deteriorat înainte de termenul de durabilitate stabilit. Problema este destul de complexă, căci distrugerea unui angrenaj poate fi produsă de mai multe cauze care s-au

Fig. 11.12.

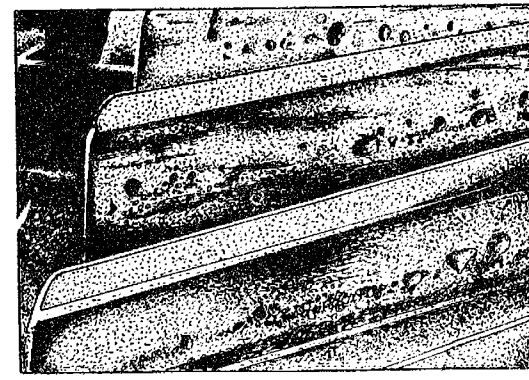


Fig. 11.13.

succedat în timp ; de exemplu, ca urmare a unei ciupiri progresive s-a produs şi o uzură abrazivă datorită particulelor metalice depuse în lubrifiant, ambele contribuind la subţierea dinţilor, la creşterea solicitărilor suplimentare dinamice, ducînd în final la ruperea dinţilor (fig. 11.12).

Ciupirea (*Pitting, Vîkraşivanie, Grübchenbildung,* fig. 11.13) este principala cauză de ieşire din uz a angrenajelor şi în special a celor din materiale cu durităţi mici şi mijlocii ($HB \leqslant 350$). Fenomenul constă în desprinderea unor aşchii fine de pe suprafaţa flancurilor dinţilor şi formarea, ca urmare a acestor desprinderi, a unor ciupituri (gropiţe). Mărirea suprafeţei acestor gropiţe, precum şi a numărului lor duce la abateri mari ale flancurilor dinţilor de la forma corectă şi deci la o angrenare în condiţii necorespunzătoare cu şocuri şi zgomot. Ciupiturile pot amorsa de asemenea crăpături care să ducă la ruperea dinţilor prin oboseală.

Fenomenul de ciupire este un fenomen de oboseală a materialului superficial al flancului dintelui. Apariţia şi dezvoltarea ciupiturilor este influenţată în primul rînd de mărimea solicitării de contact şi de numărul de cicluri de solicitare.

Totodată materialul rezultat ca urmare a fenomenului de ciupire fiind antrenat de lubrifiant poate cauza o uzură abrazivă accentuată a flancului dintelui.

Fiind un fenomen de oboseală, el nu se amorsează decît după cel puţin $10^4 \ldots 2.10^4$ cicluri. Tensiuni mai mari decît cele ce produc ciupituri după acest număr de cicluri provoacă strivirea flancului dintelui.

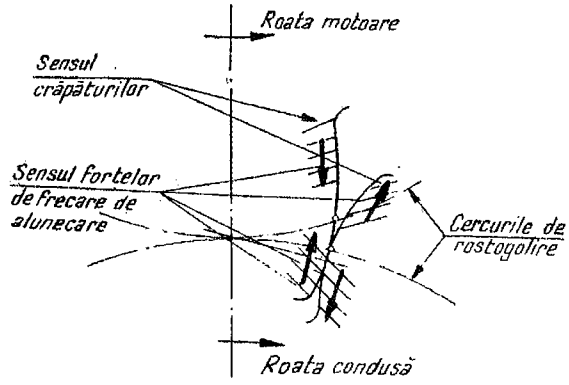


Fig. 11.14.

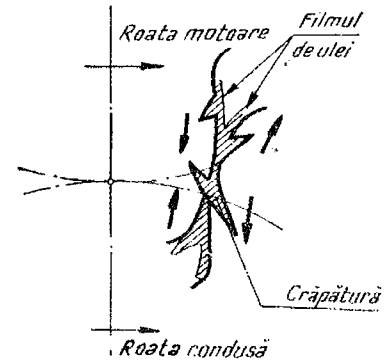


Fig. 11.15.

Mecanismul apariției ciupiturilor este următorul: datorită presiunii pe flancul dinților și a forței de frecare de alunecare între flancuri în stratul superficial al flancurilor dinților pot apărea crăpături care înaintează în material în sens contrar sensului forței de frecare care lucrează asupra flancului respectiv (fig. 11.14).

Uleiul care aderă la suprafața flancurilor dinților, datorită sensului de înaintare a punctului de contact al acestor flancuri va fi presat în crăpăturile de pe suprafața piciorului dinților, dar va fi expulzat din crăpăturile de pe suprafața capului dinților (fig. 11.15).

Uleiul presat în crăpăturile de pe suprafețele picioarelor dinților acționează ca o pană, rupînd în cele din urmă materialul dintre crăpătură și suprafața flancului dintelui și formînd astfel o gropiță (ciupitură) pe suprafața flancului dintelui.

Din cele de mai sus rezultă că ciupiturile vor apărea inițial cu prepondere pe suprafața piciorului dinților, și anume mai devreme la pinion, care suferă în același interval de timp un număr mai mare de cicluri de solicitări. Zona cea mai periclitată va fi zona angrenării singulare, unde sarcina este preluată de o singură pereche de flancuri. Această zonă, la angrenajele zero se găsește de o parte și alta a cercului de rostogolire și cuprinde aproximativ o treime din înălțimea capului și piciorului dintelui. Ciupiturile apar în mod obișnuit în zona din imediata apropiere a cercurilor de rostogolire, unde viteza de alunecare a flancurilor este mică, deci coeficientul de frecare și forța de frecare de alunecare au valori mari și se produc primele crăpături în stratul superficial al materialului dinților. O altă zonă de apariție a primelor ciupituri este zona începutului angrenării singulare, unde presiunea pe flancuri este maximă. Ciupiturile pot apărea și în zona intrării în angrenare (zona angrenării duble) a piciorului pinioanelor cu numere mici de dinți, deoarece aici presiunea de contact este foarte mare, punctele acestea găsindu-se în apropierea cercului de bază, unde raza de

curbură a profilului este foarte mică. La pinioane de durități pînă la 350 HB, fenomenul nu este atît de periculos, datorită deformărilor plastice care duc la o reducere a valorilor maxime ale presiunilor de contact. La roți cu flancuri dure, aceste ciupituri inițiale pot reprezenta concentratori de tensiune care să ducă la ruperea dinților prin oboseală.

Trebuie subliniat că cele de mai sus se referă la apariția ciupiturilor inițiale. După un timp de funcționare, ciupiturile se extind pe toată suprafața flancului dintelui (ciupire progresivă). Există și cazuri cînd apare numai un număr mic de ciupituri mici (diametrele gropițelor sînt maximum de 0,5 mm) și care nu cresc nici în mărime și nici ca număr. Primul aspect al fenomenului (ciupirea progresivă) duce la distrugerea în timp a angrenajului și se datorește faptului că presiunea de contact efectivă depășește în zona de formare a ciupiturilor, rezistența limită la ciupire a materialului suprafeței flancurilor dinților. Al doilea aspect al fenomenului nu este dăunător pentru durabilitatea angrenajului și se datorește depășirii valorii limită a rezistenței la ciupire a materialului suprafeței flancurilor numai local, datorită unor defecte mici de prelucrare sau montaj sau a unor rugozități prea mari, care odată eliminate prin rodare, fenomenul de ciupire se oprește (ciupire limitată).

La roți dințate cu dinți înclinați din oțeluri cu durități mici și mijlocii (HB $\leqslant$ 350) și avînd peste 20 de dinți, ciupiturile apar cu preponderență în zona cilindrilor de rostogolire.

Deoarece sarcina se transmite între flancurile conjugate prin intermediul filmului de lubrifiant care aderă la cele două suprafețe, întreruperea acestuia influențează în mod hotărîtor rezistența dinților la ciupire, prin creșterea forței de frecare dintre dinți. Ca urmare, asupra fenomenului de ciupire va influența în mare măsură viscozitatea și onctuozitatea lubrifiantului, cît și înălțimea rugozităților suprafețelor dinților.

Griparea (*Scoring, Zaedanie, Fressen,* fig. 11.16), reprezintă o deteriorare în formă de sudură cu adînciturі și zgîrieturi în direcția mișcării de alunecare, pornind din zone supuse concomitent la presiuni și viteze de alunecare mari.

Spre deosebire de ciupirea și ruperea la oboseală, care se produc abia după un anumit număr de cicluri, griparea se poate produce imediat ce un angrenaj nou a fost supus la sarcina și viteza sa nominală. Ca și la ciupire, se

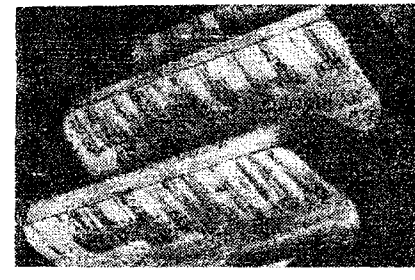


Fig. 11.16.

poate produce și o gripare limitată, cauzată de concentrarea sarcinii numai pe o zonă limitată a suprafeței active a dintelui. Îndată ce datorită gripării este asigurată o repartizare uniformă a sarcinii pe întreaga suprafață a dintelui, fenomenul de distrugere se oprește.

Cauza gripării o reprezintă întreruperea filmului portant de lubrifiant. Ca urmare, uleiurile vîscoase și cele cu aditivi (v. Cap. 20) prezintă un mijloc eficace de evitare a acestui fenomen dăunător. De asemenea rugozități mari ale suprafețelor dinților, alunecări specifice mari, cît și abateri importante de pas și profil contribuie la apariția gripării. Se constată de asemenea că împerecherea unor oțeluri de calități diferite și în special de durități diferite (de exemplu un pinion cementat cu o roată din oțel îmbunătățit) au ca efect reducerea pericolului de gripare. Pentru evitarea gripării se recomandă de asemenea un bun rodaj al angrenajelor.

Dacă se constată din timp la un angrenaj apariția gripării, angrenajul mai poate fi salvat prin îndepărtarea zonelor distruse și utilizarea unui lubrifiant mai vîscos sau aditivat.

Uzura abrazivă[1] (*Abrasive wear, Iznos, Schleifverschleiss*) reprezintă o îndepărtare a unor particule fine de pe suprafața dintelui datorită alunecării în condiția existenței unor particule abrazive între dinții în contact.

Uzura abrazivă poate avea loc și atunci cînd lubrifiantul e curat, dacă acesta este prea fluid și viteza de alunecare este prea mică, încît nu sînt create condiții pentru formarea unui strat portant de lubrifiant. S-a constatat de către mai mulți cercetători că și la roți dințate, ca și la lagăre sub o anumită viteză are loc frecare semifluidă, iar peste o anumită viteză frecare fluidă.

Uzura abrazivă este deosebit de periculoasă îndeosebi la roți cu straturi superficiale dure (cementate, călite superficial cu CIF, nitrurate etc.), căci în urma îndepărtării prin uzură abrazivă a stratului superficial dur, capacitatea portantă a angrenajului scade foarte mult.

Se poate produce și o uzură specială în apropierea rădăcinii dintelui la roți dințate cu numere mici de dinți, dacă nu s-au luat măsuri pentru evitarea interferenței. Un fenomen similar se produce și atunci cînd distanța dintre axe este prea mică.

Strivirea flancului (*Rolling, Plasticeskoe tecenie, Walzverformung*), constă în deformarea plastică a profilelor, formîndu-se în zona polului angrenării pe dinții roților motoare adîncituri, iar pe cele conduse ieșituri. Fenomenul se produce la roțile dințate din oțeluri moi (HB $\leq$ 200), la o ungere insuficientă și viteză scăzută.

În cazul roților dințate care stau lung timp în repaus sub sarcină se poate produce fenomenul de *coroziune de contact*. Pentru evitarea întrării oxizilor produși în ulei, ceea ce ar contribui la o uzură abrazivă intensă, uleiul impurificat trebuie filtrat.

Fisurile pe flanc (*Cracking, Spannungsrisse*) se produc ca urmare a unor tensiuni remanente datorită unor tratamente termice defectuoase.

---

[1] Deoarece și ciupirea sau griparea reprezintă și ele, de fapt, fenomene de uzură ale profilului, pentru a evita confuzii s-a denumit acest fenomen uzură abrazivă.

Exfolierea (*Case crushing, Abblätterung*) se produce şi ea datorită unor tratamente greşite de cementare sau călire superficială, cînd stratul dur se desprinde de pe miezul moale al dintelui.

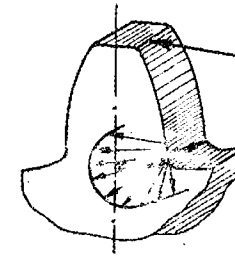


Fig. 11.17.

Ruperea dinţilor prin oboseală (*Fatigue Breakage, Ustalostnaia polomka, Ermüdungsbruch*) este principala cauză de ieşire din uz a angrenajelor din oţel cu flacuri dure şi a angrenajelor din materiale plastice. Fenomenul se datoreşte încovoierii repetate sau alternante a dintelui (în cazul rotirii în ambele sensuri sau al unor roţi dinţate intermediare), ceea ce poate conduce la formarea unor fisuri de oboseală şi la dezvoltarea acestora pînă la rupere.

Fisura începe de obicei în dreptul racordării dintre dinte şi corpul roţii unde se produce o puternică concentrare de tensiuni. Secţiunea de rupere, ca la orice rupere prin oboseală, se caracterizează printr-o zonă netedă corespunzătoare zonei de formare a fisurilor iniţiale şi o zonă zgrunţuroasă care corespunde secţiunii rupte brusc, atunci cînd în aceasta s-a depăşit rezistenţa la rupere statică (fig. 11.17).

Rezistenţa dintelui la rupere prin oboseală poate fi mărită prin deplasări pozitive de profil, mărirea razei de racordare, ecruisarea zonei de trecere de la dinte la obadă, mărirea modulului, alegerea unui material cu o rezistenţă mai mare la oboseală.

Ruperea dinţilor prin suprasarcini (*Overload Breakage, Vnezapnaia polomka, Gewaltbruch*) se produce datorită unor supraîncărcări (statice sau mai frecvent de şoc). Secţiunea de rupere prezintă o suprafaţă zgrunţuroasă.

La roţi călite, cu deplasări specifice pozitive mari, la care lăţimea vîrfului dintelui s_e este mică ($s_e < 0{,}3\,m$; m — modul) se poate rupe vîrful dintelui. La roţile dinţate cu dinţi înclinaţi şi în V şi la cele cu dinţi drepţi la care repartizarea sarcinii de-a lungul dintelui nu este uniformă, se rupe adesea colţul dintelui (fig. 11.18).

Se mai produc ruperi care pornesc din zona cercului de rostogolire, ca urmare a ciupiturilor ce reprezintă concentratori puternici de tensiune. În asemenea caz trebuie considerate ciupiturile drept cauze ale ieşirii din uz a angrenajului.

Desprinderile de aşchii (*Spalling, Absplittern*) au loc în special la roţi dinţate cementate, constînd în desprinderea de aşchii de pe o mare parte a suprafeţei dintelui, ca urmare a formării şi dezvoltării unor fisuri de oboseală (fig. 11.19.).

În concluzie, într-o diagramă calitativă viteză-încărcare se pot reprezenta domeniile în care este preponderentă o cauză sau alta a deteriorării angrenajelor (fig. 11.20).

În zona *I* este preponderent pericolul de uzură abrazivă din cauză că filmul de lubrifiant nu asigură o portanţă suficientă.

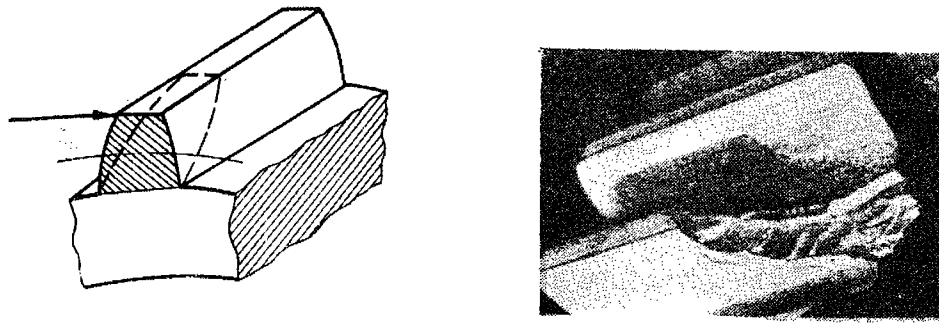


Fig. 11.18.

Fig. 11.19.

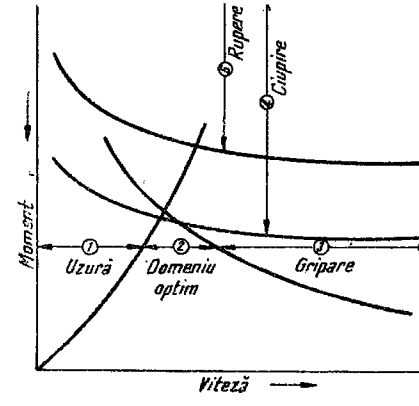


Fig. 11.20.

Zona *2* este zona optimă de funcționare a unui angrenaj, cu condiția ca lubrifiantul să fie lipsit de impurități și de acizi.

Zona *3* corespunde la viteze foarte mari, cînd devine preponderent pericolul de gripare, din cauza temperaturilor mari produse de alunecările relative dintre dinți care au ca urmare scăderi ale viscozității lubrifiantului.

Zona *4* reprezintă zona apariției ciupiturilor, iar zona *5*, cea a ruperilor prin oboseală.

11.2.2. **Tensiunile nominale și cele reale din angrenaje.** Angrenajul fiind un organ de mașină deosebit de complex, tensiunile nominale calculate diferă substanțial de tensiunile efective. Astfel, de exemplu, la calculul rădăcinii dintelui, tensiunea efectivă diferă de tensiunea nominală, depinzînd de coeficientul de concentrare de la baza dintelui și de tehnologia de fabricație a roții, prin tensiunile interne pe care le produce (călire superficială, cementare, îmbunătățire etc. v. § 11.3).

La transmiterea puterii între cele două roți ale unui angrenaj, de obicei, repartiția sarcinii de-a lungul dintelui nu este uniformă, iar dacă sarcina este preluată teoretic de doi dinți nu se știe dacă într-adevăr acest lucru are loc, iar dacă are loc nu se cunoaște modul cum este repartizată sarcina pe cei doi dinți aflați concomitent în contact. Abateri de pas sau profil au ca efect accelerații și întîrzieri care produc sarcini suplimentare dinamice.

Problema este și mai complicată la angrenaje cu dinți înclinați, la care sarcina acționează asupra dintelui după o linie înclinată, brațul momentului încovoietor fiind variabil de-a lungul dintelui. Probleme și mai complexe apar la angrenajele conice cu dinți înclinați și curbi, la angrenajele pseudoconice, elicoidale sau melcate.

Din aceste cauze pentru calculul tensiunilor efective trebuie introduși o serie de factori de corecție care țin seama de formă, material, tehnologie, precizie, condiții de funcționare și care afectează tensiunile nominale. Alegerea factorilor de corecție care să permită calculul unor tensiuni cu adevărat reale este o problemă foarte dificilă și încă nerezolvată în întregime pînă în prezent.

O dată calculată tensiunea efectivă se pune problema comparării acesteia cu rezistența admisibilă. Dacă pentru rezistența flancului dintelui la ciupire există mai multe date experimentale, pentru rezistența flancului la gripare și uzură există foarte puține date experimentale sau ele lipsesc cu desăvîrșire. Pentru calculul rădăcinii dintelui la rupere prin oboseală, deoarece lipsesc date privind rezistența dintelui dintr-un anumit material la oboseală, se utilizează drept rezistență admisibilă o mărime calculată pe baza rezistenței la oboseală a materialului roții dințate determinate pe epruvete standard la un ciclu alternant simetric, ceea ce reprezintă o aproximare destul de îndoielnică.

Din acest motiv, tendința actuală este de a determina rezistența limită (la ciupire, gripare, uzură, rupere prin oboseală etc.) direct pe angrenaje. In felul acesta relațiile de calcul reprezintă, de fapt o comparație între angrenajul proiectat și angrenajele încercate pe stand sau cele care au dat satisfacție în exploatare. Dacă este posibil, chiar angrenajul proiectat va fi încer-

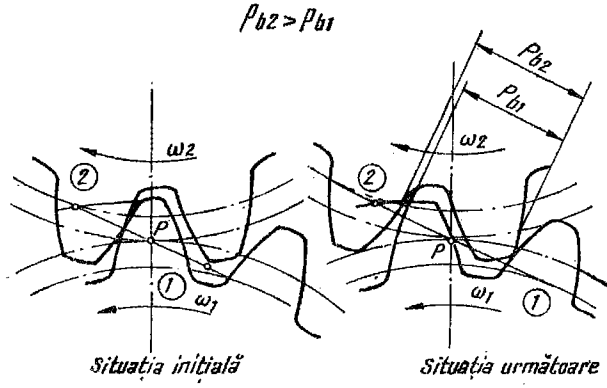


Fig. 11.21.

cat pentru a se stabili valorile reale ale tensiunilor limită la care funcționarea angrenajului este încă corespunzătoare (v. și § 17.8).

Pentru a apropia tensiunea nominală de cea reală se utilizează coeficienți de corecție. În literatura de specialitate se întîlnesc nenumărați asemenea coeficienți de corecție. Din analiza acestora rezultă că cei mai importanți coeficienți de corecție întîlniți la cei mai mulți autori sînt: *coeficientul dinamic și coeficientul de repartizare neuniformă* a sarcinii pe dinte.

Coeficientul dinamic, K_d. Se constată că datorită defectelor de prelucrare și montaj, cît și constantei elastice variabile a dintelui la parcurgerea liniei de angrenare se produc accelerații și întîrzieri.

Abaterile pasului pe cercul de bază, defectele de profil, abaterile pasului circular, abaterile cumulate de pas, excentricitatea roților și defectele de montare influențează mărimea solicitării dinamice. Astfel, abaterile pasului de bază p_b pot produce două feluri de solicitări dinamice. În cazul cînd pasul de bază al roții conduse este mai mare decît pasul de bază al pinionului ($p_{b2} > p_{b1}$) se produce un șoc datorită intrării în angrenare în afara liniei de angrenare (fig. 11.21).

În cazul cînd $p_{b2} < p_{b1}$, se observă în figura 11.22 că șocul se produce datorită jocului care apare între dinții roții conducătoare și ai celei conduse.

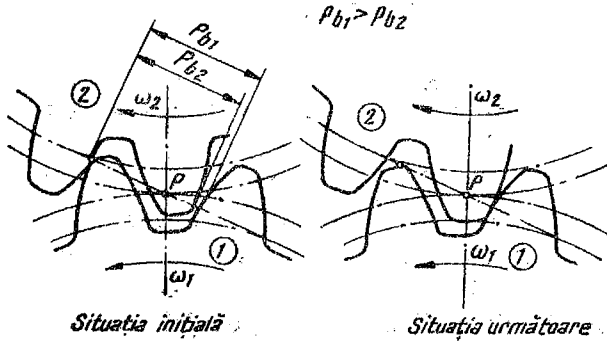


Fig. 11.22.

Contactul dintre doi dinți anteriori s-a terminat, în timp ce o altă pereche de dinți încă nu a intrat în contact, ceea ce duce la accelerarea roții motoare și la intensificiarea efectului de șoc la intrarea în contact a dinților.

Datorită deformației elastice a dinților se produc șocuri la roți absolut precis prelucrate, căci în momentul intrării în angrenare, dinții se aplatizează și se încovoaie sub efectul sarcinii, din care cauză în momentul intrării în angrenare pasul de bază al danturii roții motoare se micșorează, iar cel al roții conduse se mărește față de valoarea teoretică. Ca urmare, în momentul intrării în angrenare vîrful dintelui roții conduse se ciocnește de suprafața piciorului dintelui roții motoare, ceea ce produce vibrații, zgomot și mers neliniștit. În prezent există tendința de prevenire a acestor fenomene prin flancare.

Pentru determinarea coeficientului dinamic se consideră raportul dintre forța totală, constînd din suma dintre forța tangențială F_t și forța dinamică F_d, și forța tangențială :

$$K_d = \frac{F_t + F_d}{F_t}. \qquad (11.1)$$

Deoarece acest coeficient depinde de o complexitate mare de factori, în prezent nu există o vedere unitară asupra mărimii și relațiilor de calcul ale acestui coeficient. Valorile care i se atribuie de către diferiți cercetători variază de la simplu la dublu și mai mult.

Astfel, A.G.M.A. (American Gear Manufacturers Association) recomandă pentru roți precise care lucrează la viteze $v \geqslant 20$ m/s :

$$K_d = \frac{5{,}5 + \sqrt{v}}{5{,}5}. \qquad (11.2)$$

H ü t t e recomandă pentru calculul lui K_d relația : $K_d = 1 + \frac{v}{10}$ (v în m/s).

E. B u c k i n g h a m recomandă o relație care ține seama și de eroarea cumulată de pas E_{cp} pentru calculul forței dinamice F_d :

$$F_d = \frac{v(F_t + CE_{cp}B)}{v + 0{,}15\sqrt{F_t + CE_{cp}B}} \quad [\text{kgf}] \qquad (11.3)$$

unde :

v este viteza periferică, în m/s ;

C — coeficient de rigiditate a dinților $\left(C = \frac{0{,}111}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}\right)$;

B — lățimea roții, în cm.

A. I. P e t r u s e v i c i recomandă utilizarea relației următoare, care ține seama de defectele pasului de bază A_{pb} :

$$F_d = 0{,}8vB\sqrt{\frac{A(A_{pb} - 5)}{l}} \quad [\text{kgf}], \qquad (11.4)$$

unde A este distanța între axe, în cm.

Tabelul 11.3

Coeficientul dinamic

Clasa de precizie	Duritatea superficială a dinților, *HB*		Viteza periferică [m/s]					
			⩽1	⩽3	⩽8	⩽12	⩽18	⩽25
6	⩽350	dinți drepți	—	—	1,20	1,30	—	—
		dinți înclinați	—	—	1,00	1,10	1,20	1,40
	>350	dinți drepți	—	—	1,20	1,30	—	—
		dinți înclinați	—	—	1,00	1,00	1,10	1,20
7	⩽350	dinți drepți	—	1,25	1,45	1,55	—	—
		dinți înclinați	—	1,00	1,00	1,20	1,30	1,50
	>355	dinți drepți	—	1,20	1,30	1,40	—	—
		dinți înclinați	—	1,00	1,00	1,10	1,20	1,30
8	⩽350	dinți drepți	1,00	1,35	1,55	—	—	—
		dinți înclinați	—	1,10	1,30	1,40	—	—
	>350	dinți drepți	1,00	1,30	1,40	—	—	—
		dinți înclinați	—	1,10	1,20	1,30	—	—
9	⩽350	dinți drepți	1,10	1,45	—	—	—	—
		dinți înclinați	—	1,20	1,40	—	—	—
	>350	dinți drepți	1,10	1,40	—	—	—	—
		dinți înclinați	—	1,20	1,30	—	—	—

In calculele practice, coeficienții dinamici se aleg în funcție de viteză și clasa de precizie a angrenajului, impunîndu-se precizii ridicate pentru viteze periferice mari ale roților (tabelul 11.3).

Coeficientul de repartizare a sarcinii K_r. Cercetări experimentale au arătat că sub sarcină se produce o repartiție neuniformă a acesteia de-a lungul dintelui. Cauzele acestui fenomen sînt:

a) abaterea de direcție a dintelui, cauzată de defectele de prelucrare a roții dințate;

b) abaterea de la paralelism a angrenajului, cauzată de defectele de prelucrare și de deformarea sub sarcină a carcasei;

c) deformarea arborilor sub sarcină la încovoiere și în cazul pinioanelor lungi $\left(\frac{B}{D} \text{ mare}\right)$ și la torsiune.

Asupra repartizării sarcinii pe dinte influențează și poziția roții față de reazeme. La o așezare simetrică a roții față de reazeme, încovoierea influențează mai puțin repartizarea sarcinii pe dinte decît la o așezare nesimetrică (fig. 11.23).

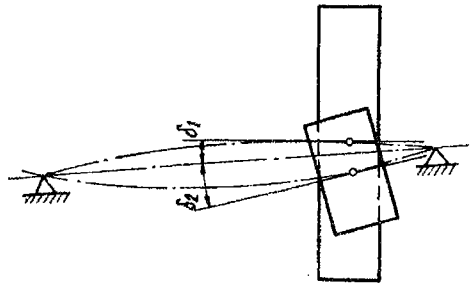


Fig. 11.23.

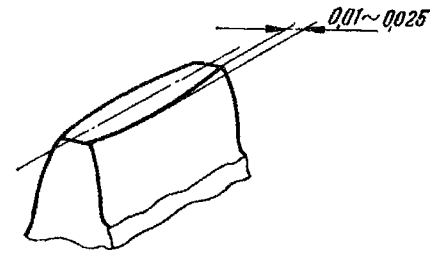


Fig. 11.24.

Asupra repartizării sarcinii pe dinte mai influențează și construcția roții (rigidă sau elastică) și duritatea dinților. În cazul dinților având duritatea HB < 350, în timpul funcționării se produce o rodare a dinților, ceea ce duce la o repartizare mai uniformă a sarcinii pe dinte, din care motiv coeficientul de repartizare K_r se poate reduce.

Utilizarea dinților în formă de butoiaș (fig. 11.24) duce la o repartizare mai uniformă a sarcinii pe dinte. Acești dinți au la margine o grosime ceva mai mică (cu 0,01 ... 0,025 mm), ceea ce face ca în gol dinții să fie în contact numai la mijlocul lor. În sarcină însă, datorită presiunii de contact, răsucirii roților și deformării arborilor, sarcina se repartizează pe dinți mai uniform decît în cazul roților dințate obișnuite.

Și în ceea ce privește valoarea coeficientului de repartizare K_r există o mare varietate de păreri. Astfel, unii autori propun chiar, ținînd seama de efectul de rodare, ca în cazul roților dințate având durități sub 350 HB să se ia $K_r = 1$.

În calculele practice se utilizează coeficienții de repartizare K_r în funcție de $\psi_A\ (i+1)\ [(\varphi_A = B/A)]$, de poziția roții dințate pe arbore și de rigiditatea arborilor (fig. 11.25). În cazul roților dințate cu duritatea HB < 350, coeficientului K_r din figura 11.25 se poate reduce conform relației : $K_r' = \frac{K_r + 1}{2}$.

Ca urmare, în relațiile de calcul se amplifică sarcina pe dinte cu un coeficient $K = K_d K_r$.

Forțele care acționează pe dinții și arborii angrenajului cilindric cu dinți drepți. La transmiterea energiei prin intermediul dinților aflați în contact de la o roată la cealaltă, dintele este încărcat cu o forță Q dirijată după direcția liniei de angrenare (fig. 11.26).

Între forța normală pe dinte Q și forța tangențială F_t se poate scrie relația :

$$Q = \frac{F_t}{\cos \alpha_r}. \qquad (11.5)$$

Fig. 11.25.

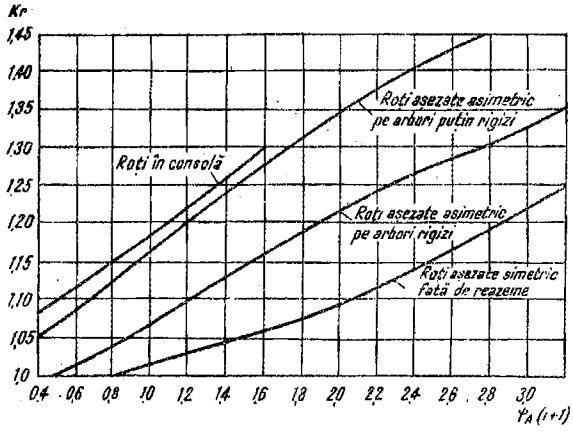
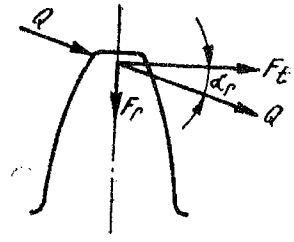


Fig. 11.26.



Deoarece forța Q este înclinată față de normala la axa centrelor cu unghiul de angrenare α_r, apare și o componentă radială F_r .

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_r = Q \sin \alpha_r . \tag{11.6}$$

Forța tangențială este :

$$F_t = \frac{M_t}{R_r} = \frac{10^6 P}{\omega_1 R_{r1}} \ [\text{N}]; \quad F_t = \frac{9{,}75 \cdot 10^5 P}{n_1 R_{r1}} \ [\text{kgf}]. \tag{11.7}$$

În aceste relații : P[kW]; R_r[mm]; n[rot/min]; ω[rad/s].
Înlocuind valoarea lui F_t din relația (11.7) în (11.5) se obține :

$$Q = \frac{10^6 P}{\omega_1 R_{r1} \cos \alpha_r} \ [\text{N}]; \quad Q = \frac{9{,}75 \cdot 10^5 P}{n_1 R_{r1} \cos \alpha_r} \ [\text{kgf}]. \tag{11.8}$$

Din teoria evolventei se știe că :

$$R_{r1} \cos \alpha_r = R_{d1} \cos \alpha_0$$

și deci :

$$Q = \frac{M_{t1}}{R_{r1} \cos \alpha_r} = \frac{M_{t1}}{R_{d1} \cos \alpha_0} = \frac{2M_{t1}}{mz_1 \cos \alpha_0} ; \tag{11.9}$$

$$\left.\begin{aligned} Q &= \frac{10^6 P}{\omega_1 R_{d1} \cos \alpha_0} \ [\text{N}] = \frac{9{,}75 \cdot 10^5 P}{n_1 R_{d1} \cos \alpha_0} \ [\text{kgf}]; \\ Q &= \frac{2 \cdot 10^6 P}{\omega_1 m z_1 \cos \alpha_0} \ [\text{N}] = \frac{1{,}95 \cdot 10^6 P}{n_1 m z_1 \cos \alpha_0} \ [\text{kgf}]. \end{aligned}\right\} \tag{11.10}$$

Adeseori prezintă interes exprimarea forțelor în funcție de distanța dintre axe.

Scriind :

$$A = R_{r1} \pm R_{r2} = R_{r1}(i \pm 1),$$

rezultă :

$$R_{r1} = \frac{A}{i \pm 1}$$

și ca urmare :

$$Q = \frac{M_{t1}(i \pm 1)}{A \cos \alpha_r} = \frac{M_{t1}(i \pm 1)}{A_0 \cos \alpha_0}, \qquad (11.11)$$

sau :

$$Q = \frac{10^6 P(i \pm 1)}{\omega_1 A \cos \alpha_r} \text{ [N]} = \frac{9{,}75 \cdot 10^5 P(i \pm 1)}{n_1 A \cos \alpha_r} \text{ [kgf]}. \qquad (11.12)$$

(Semnul minus pentru angrenaje interioare)

11.2.4. **Calculul dintelui la rupere prin oboseală.** La transmiterea energiei prin intermediul dinților aflați în contact, dintele este încărcat cu forța Q dirijată după direcția liniei de angrenare (fig. 11.27).

Forța Q se descompune în două componente : o componentă tangențială, $F_t = Q \cos \gamma$ și o componentă radială, $F_r = Q \sin \gamma$, unde γ este unghiul de angrenare corespunzător cercului de vîrf al roții.

Componenta tangențială produce tensiuni de încovoiere și forfecare, iar componenta radială produce tensiuni de compresiune, dintele putînd fi considerat ca o grindă încastrată, încărcată cu o forță înclinată.

În momentul intrării în angrenare, cînd brațul momentului încovoietor este maxim, de obicei se găsește încă o pereche de dinți în angrenare, căci $\varepsilon > 1$ (ε — gradul de acoperire).

Deoarece la angrenare, în afară de rostogolire are loc și o alunecare între flancuri, în afară de forța Q acționează asupra dintelui și o forță de frecare μQ, dirijată în sensuri opuse de o parte și de alta a polului angrenajului, întrucît aici se produce o schimbare a sensului acestei forțe (fig. 11.14).

Deoarece forța care acționează asupra dintelui este variabilă (de obicei pulsatorie și cîteodată alternantă), trebuie să se țină seama la calculul tensiunii efective, respectiv la determinarea rezistenței admisibile, de efectul concentrării de tensiuni la rădăcina dintelui.

Dar rezistența dintelui la rupere prin oboseală mai este influențată și de alți factori, ca : forma și dimensiunile dintelui, viteza, precizia de prelucrare și mărimea maselor în mișcare (prin factorii dinamici pe care-i produc), tipul sarcinii (constantă variabilă, cu șocuri, supraîncărcări), felul materialului folosit pentru confecționarea roții dințate și caracteristicile sale mecanice.

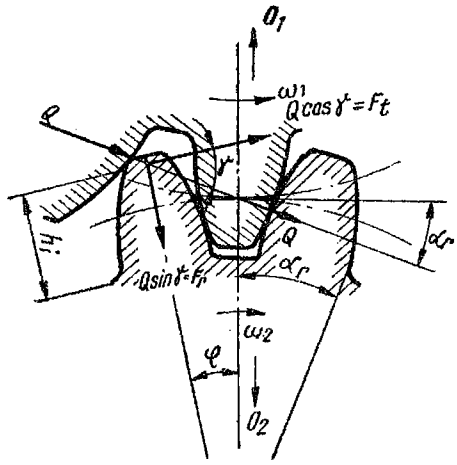


Fig. 11.27.

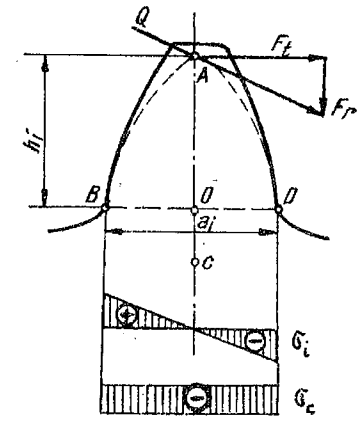


Fig. 11.28.

Din cauza acestei mari complexităţi de factori care influenţează asupra rezistenţei dintelui la rupere prin oboseală s-a impus introducerea unor ipoteze simplificatorii şi, în funcţie de acestea, au apărut şi numeroase metode de calcul. Dintre acestea s-a răspîndit la noi metoda de calcul introdusă de W. L e w i s şi completată ulterior de alţi cercetători.

În această metodă de calcul se admite sarcina concentrată pe vîrful dintelui, luîndu-se în considerare tensiunile produse de cele două componente ale forţei Q : forţele F_t şi F_r (fig. 11.28).

Cu toate că pe faţa întinsă a dintelui tensiunea rezultantă este mai mică, calculul se execută pentru punctul B de pe faţa întinsă, deoarece s-a constatat că fisurile de oboseală pornesc de pe această suprafaţă, cu toate că tensiunea maximă are loc pe faţa comprimată (unde tensiunea de încovoiere are ca efect tensiuni de compresiune). Această contradicţie se explică prin faptul că materialele prezintă rezistenţe la oboseală mai mari în domeniul tensiunilor medii negative decît în cel al tensiunilor medii pozitive.

În acest caz, tensiunea rezultantă este :

$$\sigma=\sigma_i-\sigma_c=\frac{Q\cos\gamma\, h_l}{a_l^2\,\frac{B}{6}}-\frac{Q\sin\gamma}{a_l B},$$

Exprimnîd pe h_l şi a_l în funcţie de pas :

$$a_l=\alpha_1 p \quad \text{şi} \quad h_l=\alpha_2 p,$$

se obţine :

$$\sigma=\frac{Q}{Bp}\left(\frac{6\alpha_2\cos\gamma}{\alpha_1^2}-\frac{\sin\gamma}{\alpha_1}\right). \qquad (11.13)$$

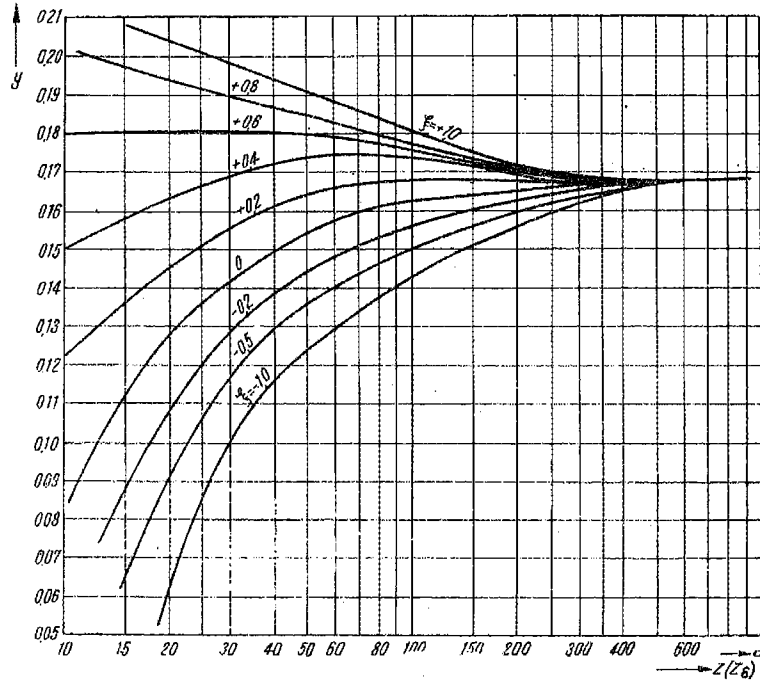


Fig. 11.29.

Coeficientului :

$$y = \frac{1}{\frac{6\alpha_2 \cos\gamma}{\alpha_1^2} - \frac{\sin\gamma}{\alpha_1}}, \qquad (11.14)$$

i se spune coeficient de formă.

În figura 11.29 sînt reprezentate valorile coeficientului de formă y pentru diferite numere de dinți și valori ale deplasărilor specifice, pentru roți dințate executate prin rulare cu scule cu profil de cremalieră.

În cazul cînd dintele este scurtat, noul coeficient de formă se găsește cu suficientă aproximație înmulțind valoarea lui y din figura 11.29 cu raportul $\frac{2{,}25m_n}{h}$, h fiind înălțimea efectivă a dintelui.

În cazul roților dințate cilindrice cu dinți înclinați sau al roților dințate conice, la determinarea coeficientului de formă se va lua numărul echivalent de dinți z_e. În cazul roților dințate cu dantură interioară, coeficientul de formă se calculează cu relația :

$$y_i = y\left(1 + \frac{20}{z}\right), \qquad (11.15)$$

unde y este coeficientul de formă al roții cu dantură exterioară avînd același număr de dinți ca și roata dințată cu dantura interioară.

Relația (11.13) devine:

$$Q = Bpy\sigma = B\pi my\sigma. \tag{11.16}$$

Pe de altă parte [relațiile (11.8) și (11.10)]:

$$Q = \frac{F_t}{\cos\alpha_r} = \frac{10^6 P}{\omega_1 R_{r1}\cos\alpha_r} = \frac{2\cdot 10^6 P}{\omega_1 m z_1 \cos\alpha_0}.$$

Egalînd relațiile (11.16) și (11.10) se obține:

$$\sigma = \frac{2\cdot 10^6 P}{\pi\omega_1 m^2 z_1 y B\cos\alpha_0},$$

sau:

$$\sigma = \frac{6{,}8\cdot 10^5 KP}{\omega_1 m^2 z_1 By}\ [\mathrm{N/mm^2}];\quad \sigma = \frac{6{,}6\cdot 10^5 KP}{n_1 m^2 z_1 By}\ [\mathrm{kgf/mm^2}]. \tag{11.17}$$

Pentru dimensionare se scrie:

$$B = \psi_A \cdot A_0$$

(valorile lui ψ se aleg din tabelul 11.4).

Trebuie menționat că se utilizează adesea și alți coeficienți de lățime:

$$\psi_m = \frac{B}{m} \text{ respectiv } \psi_D = \frac{B}{D_1}.$$

Între acești coeficienți există următoarele relații:

$$\psi_D = \frac{B}{D_1} = \frac{\psi_m}{z_1} = \psi_A \frac{i+1}{2}. \tag{11.18}$$

Se recomandă limitarea lățimii roților dințate, pentru evitarea repartizării neuniforme a sarcinii pe dinte.

Tabelul 11.4

Coeficientul $\psi_A = \frac{B}{A}$

Tipul transmisiei	ψ_A
Transmisie deschisă	0,1 .. 0,3
Reductoare	
a) rapide — v=8 ... 25 m/s	$\leqslant$0,3
b) obișnuite v=2 ... 10 m/s	$\leqslant$0,6
c) lente v=1 ... 3 m/s	$\leqslant$1,0
Cutii de viteze cu roți baladoare	0,12...0,15

Exprimînd m în funcție de A_0 :

$$m = \frac{2A_0}{z_1(i \pm 1)}$$

se obține :

$$\left.\begin{aligned} &\text{(în unități SI)} : A_0 = 55{,}5\sqrt[3]{\frac{KP(i \pm 1)^2 z_1}{\psi_A y \omega_1 \sigma_a}}\ [\text{mm}] \\ &\text{(în unități MKfS)} : A_0 = 54{,}5\sqrt[3]{\frac{KP(i \pm 1)^2 z_1}{\psi_A y n_1 \sigma_a}}\ [\text{mm}]. \end{aligned}\right\} \quad (11.19)$$

Dimensionarea se execută în funcție de distanța dintre axe, A, deoarece aceasta este o mărime care caracterizează în mod sintetic gabaritul unui angrenaj. Avînd calculată distanța dintre axe, celelalte mărimi geometrice rezultă în mod implicit.

Cîteodată prezintă interes exprimarea tensiunii σ în funcție de momentul transmis M_{t1}. Relația de calcul în acest caz este independentă de sistemul de unități :

$$\sigma = \frac{0{,}68KM_{t1}}{m^2 z_1 y B}. \quad (11.20)$$

În cazul cînd se ține seama de faptul că asupra dintelui acționează întreaga forță Q abia în punctul singular de angrenare G_l, atunci se obțin valori mai mari ale coeficientului de formă decît cele de mai sus.

Atunci cînd este asigurată repartizarea sarcinii pe doi dinți se poate recomanda utilizarea acestui coeficient de formă în funcție de gradul de acoperire.

Aceasta are loc la roți dințate precis prelucrate, la care pasul este constant. D u d l e y indică următoarele valori limită ale abaterii pasului de angrenare la care încă se realizează repartizarea sarcinii pe două perechi de dinți în zona angrenării duble (tabelul 11.5).

Tabelul 11.5

Valorile limită ale abaterii pasului de angrenare pentru roți cilindrice din oțel

Număr de dinți la pinion z_1	Abateri pînă la care se mai produce repartizarea sarcinii [μm]			Abateri la care nu se mai produce repartizarea sarcinii [μm]		
	Forța periferică pe unitatea de lățime [N/mm]			Forța periferică pe unitatea de lățime [N/mm]		
	100	200	400	100	200	400
15	11	20	40	17	31	66
20	9	17	31	17	31	66
25	6	14	26	17	31	66

Prin abaterea pasului de angrenare se înțelege suma abaterilor pașilor pinionului, ale roții conduse și jumătate din abaterea de profil.

În cazul cînd condiția de repartizare este îndeplinită, se poate considera forța concentrată pe vîrful dintelui împărțită prin gradul de acoperire ε. În acest caz, în relațiile de calcul de mai sus se vor introduce : $\frac{F_t}{\varepsilon}$, $\frac{M_t}{\varepsilon}$ și $\frac{P}{\varepsilon}$.

Rezistența admisibilă la rupere prin oboseală, în cazul în care nu s-a determinat prin încercări directe pe roți dințate, se calculează ținîndu-se seama de ciclul solicitării și de concentrarea tensiunilor la rădăcina dintelui. De obicei ciclul solicitării este pulsator și numai în cazul roților dințate care lucrează alternant sau al celor intermediare ciclul este alternant.

În cazul ciclului pulsator la care $\sigma_v = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2}$ rezistența admisibilă este :

$$\sigma_a = \frac{2\sigma_{-1}}{c\left(K_\sigma + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}\right)}, \tag{11.21}$$

iar în cazul ciclului alternant :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{-1}}{cK_\sigma}. \tag{11.22}$$

Valorile rezistenței la oboseală pentru unele oțeluri standardizate sînt indicate în tabelele 1.14 ... 1.21. Aceste valori sînt valabile pentru $N_c \geqslant 10^7$ cicluri. Dacă $N_c < 10^7$, se introduce un coeficient de durată $K_{cl} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_c}}$. Relațiile (11.21) și (11.22) devin :

$$\sigma_a = \frac{2K_{cl}\sigma_{-1}}{c\left(K_\sigma + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}\right)}; \quad \sigma_a = \frac{K_{cl}\sigma_{-1}}{cK_\sigma}. \tag{11.23}$$

Coeficientul efectiv de concentrare K_σ depinde de raza de racordare de la baza dintelui, de material, de tratamentul termic sau termo-chimic și de deplasările specifice de profil. În tabelul 11.6 se indică valorile coeficienților efectivi de concentrare.

Valorile coeficienților de siguranță sînt indicate în tabelul 11.7.

Rezistențele admisibile pentru roți din textolit, lignofol și poliamide sînt indicate în figura 11.30 (pe baza încercărilor efectuate în laboratorul catedrei de organe de mașini a I.P.T.).

Tabelul 11.6

Coeficientul efectiv de concentrare K_σ

Materialul şi tratamentul termic al roţii dinţate	Deplasarea specifică		
	$\xi<0$	$0<\xi<0,2$	$\xi>0,2$
	K_σ		
Oţel-roţi normalizate, îmbunătăţite sau călite (în adîncime sau superficial)	1,4	1,5	1,6
Oţel-dinţi cementaţi, nitruraţi sau cianuraţi împreună cu racordarea	1,1	1,2	1,3
Fontă	—	1,2	1,3

Tabelul 11.7

Coeficientul de siguranţă la calculul la rupere prin oboseală a dintelui roţii dinţate

Materialul roţii dinţate	Tehnologia prefabricatului	Tratamentul termic	Coeficientul de siguranţă c_B
Oţel, fontă	Turnare	Netratat	2,5
		Recoacere, normalizare sau îmbunătăţire	2,0
Oţel	Turnare sau forjare	Cementare	2,1
	Forjare	Călire (HB > 350) Călire superficială	2,5
		Normalizare sau îmbunătăţire	2,0

Deoarece aceste materiale nu prezintă o durabilitate nelimitată, rezistenţele admisibile se vor lua în funcţie de numărul de cicluri de solicitare din figura 11.30.

În figura 11.30, *a* sînt reprezentate rezistenţele la durabilitate limitată ale unor roţi dinţate din materiale plastice funcţionînd în baie de ulei; în figura 11.30, *b* sînt reprezentate rezistenţele admisibile pentru roţi funcţionînd uscat. În ambele cazuri, roţile din materiale plastice au fost împerechiate cu roţi din oţel. Curba *1* corespunde pentru lignofol LSDC impregnat cu ulei; *2* — textolit; *3* — durethan I; *4* — durethan II; *5* — relon; *6* — lignofol LSDC impregnat cu grafit. (Notă: Durethan I şi II sînt poliamide din import; relonul este o poliamidă fabricată în ţară).

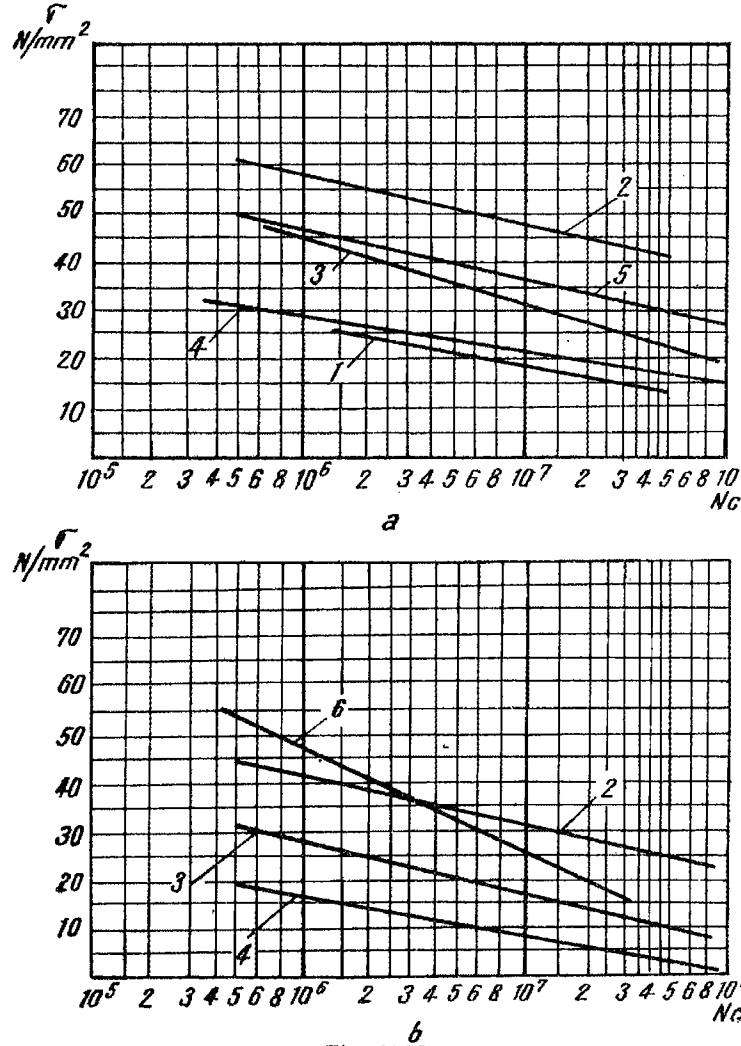


Fig. 11.30.

11.2.5. **Calculul roţilor dinţate la ciupire.** Aşa cum s-a arătat (§ 11.2.1), principala cauză de ieşire din uz a angrenajelor, în special a acelora din materiale cu durităţi mici şi mijlocii (HB $< 300 \ldots 350$), este ciupirea.

Cum fenomenul este cauzat în principal de presiunea de contact între flancuri, calculul angrenajelor la ciupire se va efectua pornindu-se de la presiunea de contact.

Primul care studiază problema contactului a două corpuri solide elastice (1881) este Heinrich Hertz (v. § 1.3.5). El calculează presiunea

maximă de contact și apropierea dintre corpurile în contact sub acțiunea unei forțe exterioare, admițînd următoarele ipoteze simplificatoare :

a) corpurile sînt omogene și izotrope ;

b) materialele ascultă de legea lui Hooke ($E=const.$);

c) suprafețele de contact care iau naștere sub acțiunea forțelor exterioare sînt foarte mici în raport cu suprafața totală ;

d) forțele acționează normal la suprafețe ;

e) suprafețele sînt absolut netede ;

f) se neglijează frecarea dintre suprafețe.

În cazul contactului a două suprafețe curbe, contactul inițial are loc după o dreaptă sau după un punct. În realitate, datorită deformației elastice a suprafețelor în contact, contactul are loc după o suprafață.

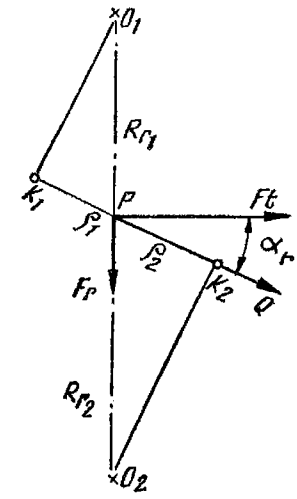


Fig. 11.31.

În cazul contactului dintre dinții unui angrenaj cilindric (fig. 11.31) ia naștere un contact liniar și ca urmare se aplică relația (1.14):

$$\sigma_k = 0{,}418\sqrt{\frac{QE}{B\rho}},$$

unde :

E este modulul de elasticitate echivalent — relația (1.7),

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right);$$

ρ — raza de curbură echivalentă (1.6),

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}.$$

$$\rho_1 = R_{r1}\sin\alpha_r ; \quad \rho_2 = R_{r2}\sin\alpha_r ;$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_{r1}\sin\alpha_r} \pm \frac{1}{R_{r2}\sin\alpha_r} = \frac{1}{R_{r1}\sin\alpha_r}\,\frac{i\pm 1}{i}.$$

Înlocuind valoarea lui R_{r1} $\left|R_{r1} = \frac{A}{i\pm 1}\right|$ rezultă :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{(i\pm 1)^2}{Ai\sin\alpha_r}. \qquad (11.24)$$

Înlocuind valoarea lui Q din relația (11.12) și valoarea lui $1/\rho$ din (11.24) în relația lui Hertz pentru contact inițial liniar se obține:

$$\sigma_k^2 = 0{,}418^2 \frac{2 \cdot 10^6 P (i \pm 1)^2 E (i \pm 1)}{2\omega_1 A \cos \alpha_r B A i \sin \alpha_r},$$

sau:

$$\sigma_k = \frac{589}{A} \sqrt{\frac{PE (i \pm 1)^3}{\omega_1 B i \sin 2\alpha_r}} \quad [\text{N/mm}^2]. \tag{11.25}$$

Pentru a ține seama de unele fenomene care nu au fost cuprinse în calcule se introduce coeficientul de corecție $K = K_r K_d$ (§ 11.2.2):

$$\left.\begin{aligned} \sigma_k &= \frac{589}{A} \sqrt{\frac{KPE (i \pm 1)^3}{\omega_1 B i \sin 2\alpha_r}} \quad [\text{N/mm}^2]; \\ \sigma_k &= \frac{585}{A} \sqrt{\frac{KPE (i \pm 1)^3}{n_1 B i \sin 2\alpha_r}} \quad [\text{kgf/mm}^2]. \end{aligned}\right\} \tag{11.26}$$

În cazul angrenajelor zero și zero deplasate din oțel ($\alpha_r = \alpha_0$):

$$\left.\begin{aligned} \sigma_k &= \frac{3{,}4 \cdot 10^5}{A_0} \sqrt{\frac{KP (i \pm 1)^3}{\omega_1 B i}} \quad [\text{N/mm}^2]; \\ \sigma_k &= \frac{1{,}1 \cdot 10^5}{A_0} \sqrt{\frac{KP (i \pm 1)^3}{n_1 B i}} \quad [\text{kgf/mm}^2]. \end{aligned}\right\} \tag{11.27}$$

Pentru angrenaje cu cremalieră se pornește de la relația lui Hertz (1.14), ținînd seamă că $\rho_2 = \infty$:

$$Q = \frac{F_t}{\cos \alpha_0} = 1{,}03 F_t; \quad \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{R_{d_1} \sin \alpha_0} = \frac{5{,}9}{D_{d_1}}; \quad E = 2{,}15 \cdot 10^5 \ [\text{N/mm}^2].$$

Înlocuind aceste valori în relația (1.14) se obține:

$$\sigma_k = 480 \sqrt{\frac{KF_t}{BD_{d_1}}} \ [\text{N/mm}^2]; \quad \sigma_k = 152 \sqrt{\frac{KF_t}{BD_{d_1}}} \ [\text{kgf/mm}^2]. \tag{11.28}$$

Relațiile de mai sus sînt relații de verificare, condiția de rezistență fiind $\sigma_k \leqslant \sigma_{ak}$.

Pentru dimensionare, deoarece relațiile de mai sus conțin două variabile independente (A și B), se exprimă B în funcție de A: $B = \psi_A A$ (ψ_A tabelul 11.4).

Calculul de dimensionare se execută de obicei pentru angrenaje zero; ca urmare, din relația (11.27) rezultă:

$$\left.\begin{aligned}&\text{(în unități SI): } A_0=100(i\pm1)\sqrt[3]{\left(\frac{340}{\sigma_{ak}}\right)^2\frac{KP}{\omega_1 i\psi_A}}\ \text{[mm]};\\&\text{(în unități MKfS): } A_0=10(i\pm1)\sqrt[3]{\left(\frac{3\,480}{\sigma_{ak}}\right)^2\frac{KP}{n_1 i\psi_A}}\ \text{[mm]}.\end{aligned}\right\}\quad(11.29)$$

Analizînd relațiile de calcul ale angrenajelor la ciupire se impune o concluzie importantă: *capacitatea portantă a angrenajului este determinată de distanța dintre axe.* Prin urmare, la o distanță între axe obținută din calcul este indiferent dacă se mărește modulul sau numărul de dinți. Mărirea numărului de dinți prezintă însă o seamă de avantaje; de aceea, în cazul angrenajelor la care ciupirea este hotărîtoare pentru rezistența angrenajului, numărul de dinți la pinion nu va fi sub 25. În unele cazuri se poate recomanda să se ia $z_1=z_{1cr}$ (v. § 11.2.11).

Avantajele care se obțin sînt următoarele:

a) crește gradul de acoperire, ceea ce duce la reducerea vibrațiilor și a zgomotului (la aceeași precizie de prelucrare);

b) se reduce costul de prelucrare, deoarece la o roată de un diametru dat, costul crește cu modulul (în special la prelucrări prin rulare);

c) se reduce alunecarea, deci crește randamentul și se reduce uzura;

d) se reduce pericolul de gripare, fenomen care apare în special la numere mici de dinți și module mari.

Rezistențele admisibile la presiunea de contact se obțin prin încercări la ciupire (*pitting*) a angrenajelor. Acesta fiind un fenomen de oboseală, superficială (v. § 11.2.1), se vor obține și aici diagrame de oboseală de tip Wöhler (fig. 11.32).

În figura 11.32 este reprezentată o diagramă Wöhler obținută în laboratorul de organe de mașini a I.P.T. la încercarea la ciupire a unor angrenaje din oțel OLC 45.

Prin rezistență la ciupire se înțelege cea corespunzătoare zonei asimptotice a curbei Wöhler — limita de oboseală la solicitarea de contact — cînd nu se produce distrugerea flancurilor dinților, oricît de mult ar crește numărul de cicluri.

Numărul de cicluri la care diagrama Wöhler devine asimptotică $N_c=10^7$ pentru fonte și oțeluri normalizate și îmbunătățite (HB < 350) și $N_c=5.10^7$ cicluri pentru roți din oțeluri cu suprafețe dure (HB > 350).

Notă: În lucrări mai vechi se indică drept numărul limită de cicluri la care diagrama Wöhler devine asimptotică pentru oțeluri dure $N_c=25\cdot10^7$ [4]. Încercări mai recente au arătat că această limită se află la 5.10^7 cicluri [12].

Limita de oboseală la solicitarea de contact la $N_c=10^7$ cicluri pentru oțeluri normalizate și îmbunătățite este:

$$\sigma_{k0}=2{,}8\,HB\ [\text{N/mm}^2].$$

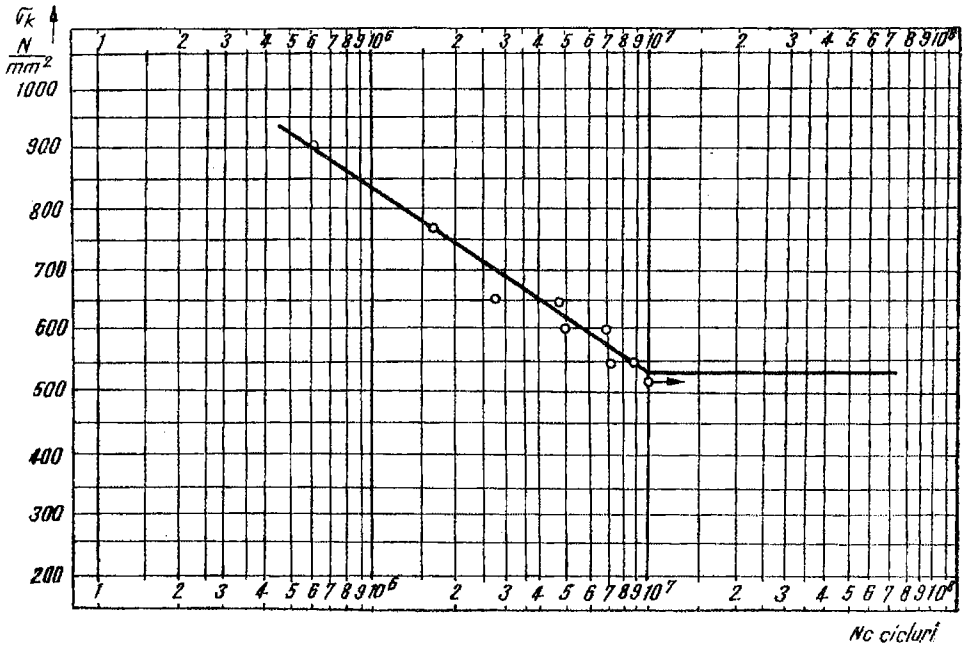


Fig. 11.32.

Admiţîndu-se un coeficient de siguranţă $c = 1{,}1 \ldots 1{,}2$ se recomandă pentru calculul rezistenţei admisibile la solicitări de contact pentru oţeluri normalizate şi îmbunătăţite :

$$\sigma_{ak} = (2{,}3 \ldots 2{,}6)\, HB \ [\mathrm{N/mm^2}].$$

Pentru fonte cu durităţi cuprinse în limitele (170 ... 270) *HB* rezistenţa admisibilă la solicitări de contact este :

$$\sigma_{ak} \approx 1{,}5\, HB \ [\mathrm{N/mm^2}].$$

După cum se vede, elementul hotărîtor în rezistenţa flancului la ciupire este duritatea acestuia. De aceea se recomandă ca în desenele de execuţie ale angrenajelor să se specifice duritatea dinţilor, întrucît de mărimea acesteia depinde în cea mai mare măsură rezistenţa la ciupire a flancurilor dinţilor angrenajului. Se fac adeseori greşeli costisitoare în acest sens, revenindu-se prefabricatul roţii dinţate la temperaturi înalte pentru a obţine un material moale, uşor de aşchiat.

Prin acest procedeu, capacitatea portantă a angrenajului scade însă foarte mult, respectiv creşte în mod nejustificat gabaritul angrenajului.

La roţile dinţate din oţeluri cu flancuri dure, rezistenţa la solicitarea de contact depinde de material şi de tratamentul termic, dar în primul rînd de duritatea flancului. În tabelul 11.8 se indică rezistenţele admisibile la

Tabelul 11.8

Rezistențe admisibile la solicitarea de contact σ_{ak} ale unor oțeluri dure, $N_c \geqslant 5 \cdot 10^7$ cicluri

Material	Tratament termic	Duritatea suprafeței, HRC	Rezistența admisibilă N/mm²
Oțeluri carbon și aliate	Călire cu revenire joasă	40...55	(18...21) HRC
	Călire superficială	40...55	(17,5...20) HRC
Oțeluri carbon	Cementare		17 HRC
Oțeluri slab aliate ca: 15 C 07; 20 MoC 12	Cementare	55...63	(21,5...23) HRC
Oțeluri bogat aliate ca: 13 CN 35; 13 CN 45			(23...25) HRC
Oțeluri nitrurate		44...59	(21,5...23) HRC
Fontă cenușie			1,5 HB
Fontă modificată			1,8 HB

ciupire ale unor oțeluri utilizate la confecționarea roților dințate, supuse la diferite tratamente termice și termochimice (valabile pentru $N_c \geqslant 5 \cdot 10^7$ cicluri).

În cazul cînd numărul de cicluri de funcționare este mai mic decît numărul de cicluri de bază ($N_b = 10^7$ pentru oțeluri normalizate și îmbunătățite și fonte; $N_b = 5 \cdot 10^7$ pentru oțeluri dure — HB > 350) se introduce în calculul rezistenței admisibile un coeficient de durabilitate K_c. Acesta se determină ținînd seama de faptul că ramura descrescătoare a curbei Wöhler se poate exprima sub forma:

$$\sigma_k^6 N_c = const. \tag{11.30}$$

Deoarece la $N_c = N_b = 10^7$, respectiv $N_c = N_b = 5 \cdot 10^7$ cicluri, $\sigma_k = \sigma_{k0}$, relația (11.30) devine:

$$\sigma_{k0}^6 \cdot 10^7 = \sigma_K^6 \cdot N_c, \quad \text{sau} \quad \sigma_{k0}^6 \cdot 5 \cdot 10^7 = \sigma_k^6 \cdot N_c, \tag{11.31}$$

ca urmare :

$$K_c = \frac{\sigma_k}{\sigma_{k0}} = \left(\frac{10^7}{N_c}\right)^{\frac{1}{6}} \quad \text{respectiv :} \quad K_c = \left(\frac{5 \cdot 10^7}{N_c}\right)^{\frac{1}{6}}.$$

Numărul efectiv de cicluri de funcționare se calculează cu relația :

$$N_c = \frac{3\,600}{2\pi}\,\omega a T, \quad \text{sau} \quad N_c = 3\,600\, f a T, \tag{11.32}$$

unde :

ω este viteza unghiulară $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$;

f — frecvența de rotație [1/s];

T — timpul de funcționare [h];

a — numărul de roți dințate cu care este angrenată roata dințată care se calculează.

Trebuie subliniat că există multe cazuri în practică cînd se impune un calcul la durabilitate limitată a angrenajului ; dimensionarea lui la durabilitate nelimitată duce la risipă de material și manoperă. Astfel este cazul angrenajelor de la viteza I și de la marșalier din cutia de viteze a automobilelor, al angrenajelor vinciurilor manuale, al palanelor, al treptelor de turație joasă din cutiile de viteze ale unor mașini-unelte etc.

In cazul cînd încărcarea ce acționează asupra angrenajului variază ciclic, în limite relativ mari, în calcul se consideră puterea corespunzătoare încărcării celei mai mari care acționează timp mai îndelungat asupra angrenajului. Aceasta este încărcarea de calcul numită și încărcare de bază. Puterile, respectiv momentele sau forțele corespunzătoare celorlalte încărcări se reduc la încărcarea de bază.

Dacă numărul de cicluri la care angrenajul lucrează cu încărcarea de bază este $N_c \geqslant N_b$, atunci în calculul la durabilitate celelalte încărcări nu se iau în considerare ; același lucru se întîmplă independent de numărul de cicluri de funcționare al fiecărei încărcări, dacă puterile corespunzătoare încărcărilor celorlalte sînt în jur de 90% din puterea la încărcarea de bază.

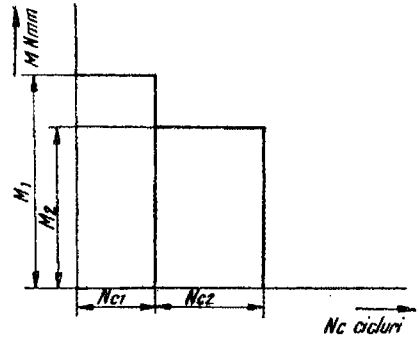


Fig. 11.33.

In cazul general, reducerea încărcărilor dintr-un regim de lucru la încărcarea de bază se execută calculîndu-se numărul echivalent de cicluri. Acesta se determină în felul următor (fig. 11.33):

Fie, de exemplu, un angrenaj supus la două momente M_1 și M_2 care

acționează N_{c1}, respectiv N_{c2} cicluri (fig. 11.33). Dacă angrenajul se calculează la momentul $M_1 > M_2$, numărul echivalent de cicluri N_e este:

$$N_e = N_1 + N_2\left(\frac{M_2}{M_1}\right)^3, \quad \text{respectiv:} \quad N_e = N_1 + N_2\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3, \tag{11.33}$$

relație rezultată din expresia matematică a diagramei Wöhler — relația (11.30). Prin urmare, angrenajul se va dimensiona la momentul M_1, însă la un număr de cicluri $N < N_1 + N_2$.

In general, numărul echivalent de cicluri se poate calcula cu relația:

$$N_e = 3\,600 \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{P_i}{P_b}\right)^3 f_i T_i, \tag{11.34}$$

unde:

P_i; f_i, T_i sînt respectiv puterea, frecvența și durata de funcționare la încărcarea i;

P_b — puterea corespunzătoare încărcării de bază.

Dacă supraîncărcările se produc rar, numărul lor nedepășind 10^5 cicluri, cum roțile dințate se calculează la oboseală, ele pot fi neglijate și calculul se efectuează la sarcina nominală. Dacă se introduce în calcul sarcina maximă, independent de durata ei de acționare, aceasta duce la *supradimensionări*; în cazul supraîncărcărilor importante, dinții trebuie verificați la strivire și rupere statică (v. § 11.2.7 și 11.2.8).

In literatura de specialitate se întîlnesc și alte relații de calcul al roților dințate la ciupire. Astfel, de exemplu, unii cercetători utilizează noțiunea de presiune de rostogolire, ca raport între forța normală pe dinte Q și produsul $2\rho B$ (ρ — raza de curbură echivalentă, B — lățimea roții dințate), avînd o formă similară cu cea utilizată la calculul presiunii din lagăre [12].

Înlocuind valoarea presiunii de rostogolire:

$$k = \frac{Q}{2\rho B}, \tag{11.35}$$

în relația lui Hertz (1.14) se obține valoarea acesteia în raport cu presiunea de contact σ_k:

$$\sigma_k^2 = 0{,}175\frac{2QE}{2B\rho} = 0{,}35kE,$$

$$k = \frac{\sigma_k}{0{,}35E}. \tag{11.36}$$

11.2.6. Calculul roților dințate la gripare. Ținînd seama că asupra gripării influențează presiunea de contact, viteza de alunecare, coeficientul de frecare, împerechierea de metale din care sînt confecționate roțile și tipul lubrifiantului utilizat, la calculul la gripare se va ține seama de factorii amintiți. Din cauza complexității factorilor care influențează apariția acestui fenomen,

nu s-a reușit pînă în prezent să se pună la punct o metodă de calcul universală, aplicabilă tuturor tipurilor de angrenaje.

Primul care se ocupă de problema calculului angrenajelor la gripare este H. Hofer. Pornind de la relația lui Reuleaux pentru calculul încălzirii A_t:

$$A_t = \frac{F_t n_1}{B}, \tag{11.37}$$

unde $\frac{F_t}{B}$ este forța specifică pe unitatea de lățime și n_1 turația, el exprimă coeficientul de siguranță la gripare sub forma:

$$c_G = \frac{A_t}{\frac{F_t}{B} n_1}. \tag{11.38}$$

Admițînd drept limită de încălzire $A_t = 70\,000$ și exprimînd puterea în CP în funcție de forța tangențială F_t: $P = \frac{F_t v}{75}$, rezultă:

$$F_t = \frac{60 \cdot 75 \cdot 1\,000 P}{\pi D_1 n_1}. \tag{11.39}$$

Înlocuind valoarea lui F_t în relația (11.38) se obține:

$$c_G \approx \frac{z_1 m B}{20 P}, \tag{11.40}$$

adică puterea specifică maximă în CP pe lățimea $B = 1$ mm reprezintă 5% din diametrul roții (z, m în mm).

El recomandă coeficienți de siguranță la gripare $c_G = 1{,}5 \ldots 3$ pentru construcții ușoare (automobile și avioane) și $c_G = 3 \ldots 5$, în construcția generală de mașini.

Mai tîrziu, formula c_G a fost completată și cu pierderile specifice din angrenaj G exprimate într-o formă simplificată:

$$G \approx 7 \frac{(z_2 \pm z_1)}{z_1 \cdot z_2}. \tag{11.41}$$

Astfel că relația (11.40) devine (P în kW):

$$c_G = \frac{m_n z_1^2 B i}{100 P G (i \pm 1)}. \tag{11.42}$$

Formulele lui Hofer nu dau însă satisfacție atunci cînd angrenajele lucrează la viteze și încărcări mari. În construcția de automobile, prin anii 1930—1940 apar adesea fenomene de gripare. În această situație, O. Almen întreprinde la General Motors o vastă cercetare experimentală și ajunge la concluzia că griparea depinde de produsul $\sigma_k v_{at}$. El determină valorile limită ale acestui produs în diferite condiții de ungere la care fenomenul

de gripare încă nu are loc. El face și o serie de recomandări pentru reducerea pericolului de gripare: module mici, flancuri dure, ungere cu uleiuri speciale (*extreme pressure oil*), rodarea angrenajelor, dinți cu flancuri netede. El indică și materialele cu caracteristici superioare la gripare: oțelurile nitrurate sînt superioare celor cementate; de asemenea, dintre fonte, rezultate mai bune dau fontele perlitice.

Relația lui A l m e n utilizează în calculele practice sub forma:

$$\frac{F_t}{BD_{d1}} \leqslant \frac{K_g}{(vD_{d1})^2},$$

unde:

$\frac{F_t}{BD_{d1}}$ este încărcarea specifică;

K_g — coeficient de gripare;

v — viteză periferică [m/s].

Totuși nici metoda lui A l m e n nu a dat satisfacție deplină, în special în construcția angrenajelor de avioane și locomotive electrice.

Blok introduce în calculul angrenajelor la gripare noțiunea de temperatură fulger locală. El arată că atîta timp cît dintele nu este în angrenare temperatura sa este egală cu temperatura de regim a angrenajului. La intrarea în angrenare, care durează foarte scurt timp, se produce o încălzire bruscă, localizată, care poate atinge temperatura de sudare a suprafețelor în contact. Ca urmare, în relația de calcul pe care o propune, el ține seama și de coeficientul de frecare dintre flancuri μ, de conductivitatea termică a materialelor și de căldura lor specifică.

Momentan nu există încă o metodă de calcul suficient de verificată în exploatare pentru calculul la gripare. Se recomandă însă, pentru evitarea gripării, folosirea soluțiilor prezentate mai sus, în special în ceea ce privește alegerea lubrifiantului corespunzător.

11.2.7. **Calculul dinților la rupere prin suprasarcini.** În cazul unor suprasarcini foarte mari de scurtă durată sau a unor șocuri puternice, dinții se pot rupe static. De aceea, în cazul angrenajelor unde asemenea suprasarcini sau șocuri pot avea loc, angrenajul trebuie verificat la rupere sau la deformare plastică prin încovoiere. Deoarece suprasarcinile se exprimă de obicei prin momente de torsiune maxime transmise prin angrenaj (de exemplu momente de demarare), tensiunea maximă din rădăcina dintelui se va calcula cu relația (11.20). Este însă mai simplu să se scrie direct tensiunea de suprasarcină sub forma:

$$\sigma_S = \sigma \frac{M_{t\,max}}{M_t} = K_S \sigma. \tag{11.43}$$

Adică în mod practic, avînd calculată tensiunea de la rădăcina dintelui, aceasta se înmulțește cu coeficientul de suprasarcină $K_S = \frac{M_{t\,max}}{M_t}$.

Tabelul 11.9

Rezistențele admisibile la deformație plastică sau rupere prin suprasarcini în cazul solicitării de contact σ_{ap} și în încovoierii σ_{as}

Materialul roților	Duritatea flancurilor	σ_{ap} [N/mm²]	σ_{as} [N/mm²]
Oțel	HB$\leqslant$350	$3{,}1\sigma_c$	$0{,}8\sigma_c$
	HB$>$350	4,2 HRC	$0{,}36\dfrac{\sigma_{rî}}{K_\sigma}$
Fontă		$1{,}8\sigma_{rî}$	$0{,}6\sigma_{rî}$

Notă: σ_c este limita de curgere a materialului (în miez), în N/mm²;
$\sigma_{rî}$ — rezistența de rupere la încovoiere;
K_σ — coeficientul de concentrare a tensiunilor la baza dintelui.

Rezistențele admisibile la suprasarcini și șocuri σ_{as} sînt indicate în tabelul 11.9.

11.2.8. **Calculul dinților la strivire.** În cazul unor suprasarcini mari și al unor materiale moi (oțeluri și metale neferoase, avînd HB $<$ 300) se execută și o verificare la strivire.

În acest scop, din relația (11.27) se poate calcula σ_{kp} în funcție de puterea maximă transmisă prin angrenaj. Procedînd ca și în cazul calculului dinților la rupere prin suprasarcini, din relația (11.27) în care se înlocuiesc pe rînd P_{max} și P se obține:

$$\sigma_{kp}=\sigma_k\sqrt{\frac{P_{max}}{P}}=\sigma_k\sqrt{\frac{M_{t\,max}}{M_t}}. \qquad (11.44)$$

Valorile rezistențele admisibile la strivire σ_{ap} sînt indicate în tabelul 11.9.

11.2.9. **Calculul angrenajelor la uzură abrazivă.** Încă la începutul secolului trecut s-a încercat să se pună la punct o metodă de calcul al angrenajelor la uzură, pornindu-se de la constatarea că majoritatea angrenajelor ies din uz din cauza uzurii flancurilor. În acest scop s-a pornit de la lucrul mecanic de frecare dintre flancuri.

În realitate, pe atunci se confundau cele două tipuri principale de uzuri ce se întîlnesc la angrenaje: uzura prin ciupire și uzura abrazivă. Mai tîrziu, cu evoluția tehnicii s-a pus la punct o metodă de calcul a angrenajelor la ciupire (§ 11.2.5), dar lipsește pînă în prezent o metodă de calcul a angrenajelor la uzură abrazivă.

Explicația lipsei unei asemenea metode trebuie căutată în faptul că fenomenul de frecare dintre dinți este un fenomen foarte complex. Cercetări efectuate în ultimii ani au arătat că forța se transmite între dinții roților conjugate parte prin intermediul stratului de lubrifiant care aderă la cele

două profiluri active ale dinților și parte din forța de frecare directă (metalică) între suprafețe.

Problema care se pune este în ce măsură și în ce condiții se produce frecare fluidă cînd uzura abrazivă lipsește și cînd și în ce măsură se produce și frecare semifluidă sau limită cînd uzura abrazivă este inevitabilă. Momentan lipsesc date experimentale suficiente în acest domeniu care să permită un calcul cantitativ al unui angrenaj la uzură abrazivă. De altfel în practică s-a constatat, că la angrenajele care funcționează în condiții de ungere corespunzătoare, uzura abrazivă este neînsemnată. Cercetarea unor roți dințate din cutiile de viteze ale unor strunguri fabricate în țară au arătat că după mai mult de 15 ani de funcționare, pe suprafețele dinților se mai vedeau urmele de prelucrare prin rectificare (liniile încrucișate specifice rectificării la mașina Maag).

Prezintă însă interes calculul la uzură al roților dințate care lucrează deschis, cu sau fără ungere, din cauza elementelor abrazive care intră între dinții în contact (praf, nisip, murdărie, oxizi rezultați din oxidarea roților).

Acest fenomen este și el complex și lipsesc date experimentale suficiente și concludente, care să permită punerea la punct a unei metode de calcul la uzură.

In literatura de specialitate se întîlnesc însă unele indicații pentru un calcul aproximativ, bazat pe unele observații empirice. Astfel, unii autori recomandă reducerea rezistențelor admisibile la ciupire și rupere prin oboseală, împărțindu-le printr-un coeficient de uzură k_u, avînd valoarea $k_u = 1{,}25 \ldots 1{,}50$. Se recomandă, de asemenea, ca la angrenaje funcționînd în condiții de uzură abrazivă să se aleagă un număr mic de dinți la pinion, astfel ca modulul angrenajului să fie mare.

Randamentul angrenajelor. Pierderile în angrenaje se datoresc următoarelor cauze:

a) pierderi datorite frecării de alunecare și rostogolire dintre dinți (pierderi datorite angrenării) — P_a;

b) pierderi datorite frecării unor roți cu lubrifiantul — P_u;

c) pierderi în lagăre, P_l;

d) pierderi prin ventilație, P_v.

Dintre aceste pierderi cele mai importante sînt cele datorite angrenării. Randamentul mediu corespunzător acestor pierderi s-a determinat în ipoteza repartiției egale a sarcinii pe cele două perechi de dinți în angrenare, cît și a unui coeficient de frecare constant ($\mu = 0{,}06 \ldots 0{,}1$), independent de viteză, de viscozitatea lubrifiantului, de presiunea de contact și de alți factori care influențează frecarea între dinți.

Cu aceste ipoteze se obține următoarea relație pentru randamentul mediu al unui angrenaj:

$$\eta_a = 1 - \frac{P_a}{P} = 1 - \frac{\pi \mu_{sf}}{\cos \beta} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) K_s, \qquad (11.45)$$

unde :

μ este coeficientul de frecare în flancuri ;
ε_f — gradul de acoperire frontal ;
β_0 — unghiul cu înclinare al dinților (la roți cu dinți înclinați);
z_1; z_2 — numerele de dinți ale roților ;
K_s — coeficient ce ține seama de mărimea segmentelor de intrare și de ieșire din angrenare, cît și de condițiile de rodaj și de viteză.

Semnul plus — angrenaje exterioare; semnul minus — interioare.

Această relație poate fi utilizată cu o oarecare aproximație și pentru calculul randamentului angrenajelor conice.

In locul relației (11.45) se poate utiliza cu oarecare aproximație următoarea relație [12]:

$$\eta_a = 1 - \left[\frac{0{,}1}{z_1 \cos \beta_0} + \frac{0{,}03}{v+2}\right]. \qquad (11.46)$$

Experiențele au arătat că randamentul angrenării crește o dată cu reducerea modulului (deci cu creșterea numărului de dinți la o distanță dată între axe), cu reducerea înălțimilor rugozităților flancurilor dinților, cu creșterea razei de curbură a dinților (deplasările pozitive sînt avantajoase), cu creșterea viscozității lubrifiantului și cu creșterea vitezei. De asemenea utilizarea de lubrifianți sintetici are un efect pozitiv asupra creșterii randamentului.

Pierderile datorite frecării roților cu lubrifiantul la ungere prin scufundare (imersiune) se pot calcula cu relația :

$$P_u \approx \frac{B\Delta \cdot v^{\frac{3}{2}}}{2{,}7 \cdot 10^6} \quad [\text{kW}], \qquad (11.47)$$

unde :

B este lățimea roții care se scufundă în baia de ulei [mm];
Δ — adîncimea de scufundare [mm];
v — viteza periferică a roții care se scufundă în baia de ulei [m/s].

Adîncimea de scufundare se recomandă a se lua : $\Delta = (0{,}75 \ldots 1{,}0)h$, unde h este înălțimea dinților și cel puțin 10 mm.

Randamentul datorit pierderilor prin frecarea cu lubrifiantul este :

$$\eta_u = 1 - \frac{B\Delta \cdot v^{\frac{3}{2}}}{2{,}7 \cdot 10^6 P}. \qquad (11.48)$$

Piederile în lagăre depind de tipul lagărelor și se calculează cu relațiile prezentate în capitolele respective.

Pierderile prin ventilație, ținînd seama de dimensiunile relativ reduse ale roților sînt în general neglijabile.

In funcție de pierderile totale și de suprafața carcasei în care este montat angrenajul se calculează temperatura de regim a acestuia (v. § 17.6).

11.2.11. Alegerea numărului de dinți la pinion. Dintre cauzele care duc la ieșirea din uz a angrenajelor cele mai importante sînt: ruperea dintelui prin oboseală și distrugerea flancului prin ciupire. Dar, așa cum s-a văzut, în relațiile de calcul la cele două solicitări numărul de dinți rămîne la libera alegere a proiectantului. In § 11.2.5 s-au arătat avantajele roților dințate cu numere mari de dinți, însă creșterea lui z_1 are ca efect reducerea modulului (la un A calculat), ceea ce poate avea ca urmare ruperi la oboseală.

Se pune deci problema alegerii numărului de dinți la pinion, astfel încît angrenajul să reziste la limită la ambele solicitări, aceasta permițînd o utilizare economică a materialului roții dințate.

Intr-adevăr, este inutil ca dinții să aibă o rezistență mare la ciupire, dacă rezistența dintelui la rupere prin oboseală este redusă, căci dimensionarea angrenajului va trebui făcută pentru acest ultim caz. Același raționament este valabil și pentru cazul contrar.

Pentru a stabili condiția ca angrenajul să fie solicitat la limită în ambele cazuri, se introduce noțiunea de număr critic de dinți z_{cr} corespunzător unei roți dințate executate dintr-un anumit material, cu o anumită geometrie și lucrînd la un anumit raport de transmitere.

Numărul critic de dinți al unei roți dințate este valoarea la care se poate atinge în dinții roții respective tensiunea limită, atît la oboseală superficială (ciupire), cît și la oboseala rădăcinii dintelui (rupere). El reprezintă numărul optim cu dinți și rezultă din compunerea relațiilor de calcul utilizate la dimensionarea angrenajelor pe baza celor două solicitări — relațiile (11.19) și (11.29).

$$A_0 = 55{,}5\sqrt[3]{\frac{KP(i+1)^2 z_1}{\psi_A y \omega_1 \sigma_a}};\quad A_0 = 100(i+1)\sqrt[3]{\left(\frac{340}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{KP}{\omega_1 i \psi_A}}.$$

Egalînd aceste două relații se obține:

$$\left.\begin{aligned} &\text{în sistemul SI: } \frac{z_{1cr}}{y_1} = 6{,}8 \cdot 10^5 \frac{i \pm 1}{i} \frac{\sigma_a}{\sigma_{ak}^2};\\ &\text{în sistemul MKfS: } \frac{z_{1cr}}{y_1} = 6{,}8 \cdot 10^4 \frac{i \pm 1}{i} \frac{\sigma_a}{\sigma_{ak}^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (11.49)$$

Deoarece inițial nu este cunoscut numărul de dinți și deci nici coeficientul de formă y, se indică diagrama din figura 11.34 în care se citește numărul critic de dinți z_{cr} corespunzător raportului $\frac{z_{cr}}{y}$ calculat.

Valoarea lui z_{cr} permite de asemenea stabilirea cauzei principale de ieșire din uz a angrenajului la care acesta urmează să fie dimensionat. Intr-adevăr, dacă numărul efectiv de dinți al unei roți dințate este egal cu numărul de dinți critic $z = z_{cr}$, înseamnă că dintele poate fi solicitat la limită la ambele solicitări. La o astfel de roată dințată materialul este folosit în modul cel mai judicios; de aceea în limita posibilităților (v. § 11.2.5), numărul de dinți la pinion se va lua egal cu z_{cr}. In acest caz dimensionarea roții dințate poate fi efectuată la oricare dintre cele două solicitări, adică

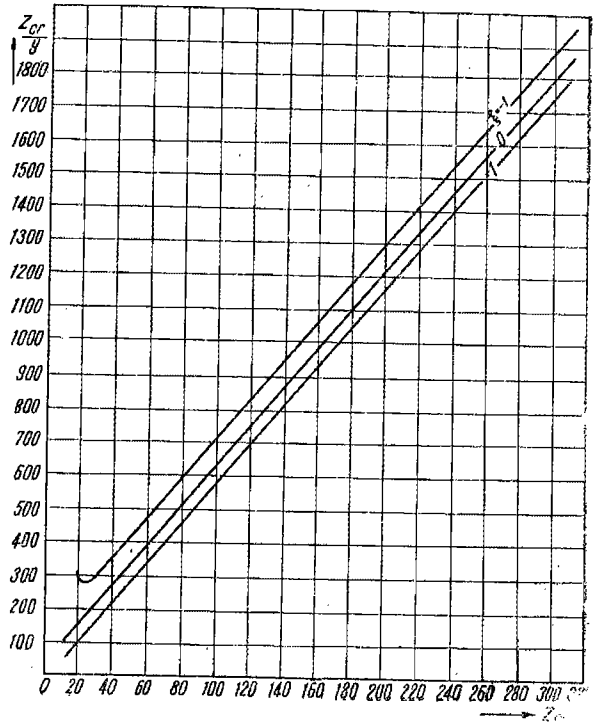


Fig. 11.34.

dimensionînd pe baza uneia dintre solicitări cealaltă solicitare va fi verificată la limită.

Dacă din motive constructive sau funcționale $z \neq z_{cr}$, valoarea lui z_{cr} indică pe baza cărei solicitări trebuie dimensionat angrenajul.

Dacă $z > z_{cr}$, din relația (11.49) rezultă că în acest caz este necesar ca tensiunea de contact σ_k să fie sub valoarea limită atunci cînd tensiunea echivalentă din rădăcina dintelui atinge valoarea limită σ_a. Cu alte cuvinte, atunci cînd $z > z_{cr}$, roata dințată calculată la rupere prin oboseală rezistă și la presiunea de contact (căci $\sigma_k < \sigma_{ak}$).

Dacă $z < z_{cr}$ rezultă că roata dințată dimensionată la ciupire rezistă și la rupere prin oboseală.

Numărul de dinți la pinion trebuie însă limitat pentru a nu obține un număr prea mare de dinți la roata condusă, care ar crea dificultăți la prelucrare. De asemenea, un număr de dinți prea mare ar putea avea ca urmare obținerea unor module foarte mici (în special la puteri mici). În general nu se vor lua module mai mici decît 1 ... 2 mm pentru angrenaje de putere, din cauza preciziei relative mai scăzute a roților dințate de modul mic și diametru relativ mare.

În orice caz, la angrenaje confecționate din oțeluri normalizate și îmbunătățite (HB $\geqslant$ 350) numărul de dinți la pinion nu va fi sub 25 de dinți.

In cazul roților dințate din materiale plastice, cînd capacitatea portantă a angrenajului este limitată de rezistența dintelui la rupere prin oboseală, numărul de dinți la pinion poate fi ales spre z_{min} (din condiția de interferență), pentru a obține astfel dinți cu module mai mari.

La angrenaje cu flancuri moi și semidure (HB < 300), care se pot roda în timpul funcționării, se recomandă ca numărul de dinți al pinionului și roții să fie numere prime între ele. Aceasta are ca urmare că fiecare dinte al unei roți vine în contact, pe rînd, cu toți dinții celeilalte roți, ceea ce duce la o îmbunătățire a preciziei angrenajului (aceeași recomandare este valabilă și la alegerea frezei melc, a cuțitului-roată sau a șeverului — numărul de începuturi al frezei-melc sau de dinți al cuțitului-roată sau al șeverului și cele ale roții de prelucrat trebuie să fie prime între ele).

11.2.12. **Unele probleme ale calculului de rezistență al angrenajelor planetare și diferențiale.** Calculul de rezistență al angrenajelor planetare și diferențiale se execută în general în mod similar cu calculul angrenajelor ordinare, prezentînd însă unele probleme specifice.

O primă problemă este cea de *vecinătate,* constînd în verificarea pozițiilor reciproce a doi sateliți vecini, astfel încît dinții lor să nu se atingă (fig. 11.35).

Din figura 11.35 se vede că condiția de vecinătate se poate exprima prin relația :

$$R_{ge} < \overline{AB},$$

sau :

$$\frac{D_{ge}}{2} < A \sin \frac{\pi}{n_s}, \tag{11.50}$$

unde :

D_{ge} este diametrul de vîrf al satelitului ;
A — distanța între axele roții centrale și satelit ;
n_s — numărul de sateliți.

A doua condiție pe care trebuie să o îndeplinească angrenajele planetare și diferențiale este cea de *coaxialitate,* adică roțile dințate centrale trebuie să fie coaxiale (fig. 11.35).

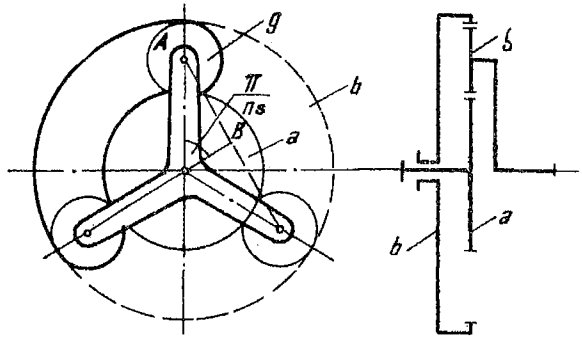


Fig. 11.35.

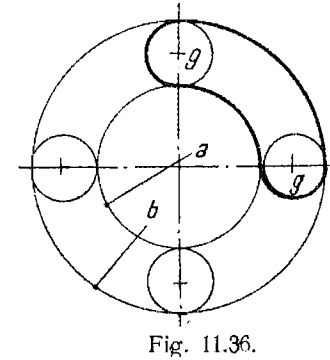


Fig. 11.36.

Condiția de coaxialitate se exprimă prin relația :

$$A_{ag} = A_{bg}. \tag{11.51}$$

A treia condiție este cea a *posibilității de montaj*, adică asigurarea posibilității montării sateliților între roțile centrale (fig. 11.36).

Condiția posibilității de montaj rezultă din condiția ca arcul care înfășoară doi sateliți vecini să fie divizibil cu pasul angrenajului. Arcul care înfășoară doi sateliți vecini este :

$$\frac{2\pi}{n_s} \cdot \frac{D_a}{2} + \frac{2\pi}{n_s} \cdot \frac{D_b}{2} + 2\frac{\pi D_g}{2} \cdot \tag{11.52}$$

Cum πD_g este totdeauna divizibil prin pas, relația (11.52) se poate scrie :

$$\frac{\pi}{pn_s}(D_a + D_b) = K, \tag{11.53}$$

K fiind un număr întreg.

Înlocuind D_a și D_b prin relațiile : $D_a = mz_a$; $D_b = mz_b$ se obține condiția posibilității de montaj :

$$\frac{z_a + z_b}{n_s} = K. \tag{11.54}$$

Calculul de rezistență al angrenajelor planetare se execută cu aceleași relații ca și pentru angrenajele ordinare. În aceste relații se consideră $i > 1$, adică z_1 este pinionul (roata cu numărul mai mic de dinți), independent de sensul fluxului de forță.

În cazul angrenajelor planetare cu n_s sateliți, sarcina pe un satelit se calculează cu relația :

$$P_1 = \frac{\Omega P}{n_s}, \tag{11.55}$$

unde Ω este un coeficient care ține seama de faptul că repartiția sarcinii pe cei n_s sateliți nu este uniformă. În cazul cînd $n_s = 3$ și una din roțile centrale este liberă se poate lua : $\Omega_k = 1{,}1$ și $\Omega_i = 1{,}15$, unde Ω_k este coeficientul de repartizare al sarcinii pe sateliți la solicitarea de contact și Ω_i la încovoiere. Coeficienții de repartizare pentru angrenaje planetare cu roți centrale cu axe fixe au valori mai mari (de exemplu, pentru angrenaje executate în clasa 7 de precizie, $\Omega_k = 1 \ldots 2{,}2$ și $\Omega_i = 1 \ldots 2{,}8$, crescînd cu dimensiunile și cu duritatea roților).

11.3. MATERIALE FOLOSITE LA FABRICAREA ROȚILOR DINȚATE

Ca materiale pentru fabricarea roților dințate se folosesc în primul rînd oțelul, apoi fonta, materialele plastice, aliaje de metale neferoase și materiale sinterizate.

Cea mai largă utilizare la fabricarea roților dințate o are *oțelul*. Oțelurile folosite pentru executarea roților dințate se împart în două categorii:

a) Oțeluri avînd duritatea HB < 350, adică oțeluri netratate, normalizate sau îmbunătățite, care permit tăierea danturii după tratamentul termic al roții.

b) Oțeluri avînd duritatea HB > 350, adică oțeluri cărora li se aplică după danturare unul dintre următoarele tratamente termice sau termochimice: cementare, cianurare, nitrurare, călire superficială cu CIF sau flacără, călire cu revenire joasă.

Oțelurile îmbunătățite se utilizează cu precădere în construcția reductoarelor, în timp ce roțile dințate cu flancuri dure se folosesc în construcția de cutii de viteze la automobile, mașini-unelte, avioane etc.

Se utilizează o varietate mare de oțeluri pentru fabricarea roților dințate de durități scăzute (HB < 350), utilizîndu-se cu precădere oțeluri avînd un conținut de circa 0,4% carbon. Astfel se întrebuințează oțeluri carbon de calitate și îndeosebi oțeluri slab aliate care prin îmbunătățire asigură durități destul de mari (deoarece o dată cu creșterea durității crește și rezistența la ciupire și uzură).

La folosirea acestor oțeluri trebuie avut în vedere faptul că nu este suficient să se ia în considerare numai caracteristicile mecanice, ci trebuie să se țină seama și de călibilitatea roții pe întreaga secțiune. Astfel, la roțile dințate de secțiuni mari se vor obține durități mai mici decît la cele cu secțiuni mici.

Dintre tratamentele termochimice pentru obținerea de roți cu flancuri dure, cel mai frecvent se utilizează cementarea. Cu toate că cementarea este un procedeu mai scump decît călirea superficială cu flacără sau CIF, ea prezintă avantajul că se pot obține o structură și o adîncime de călire impuse, concomitent cu un miez tenace. Un dezavantaj al cementării este acela că se produc deformații care impun rectificarea dinților după tratament.

Părțile roții care nu trebuie călite se acoperă electrolitic înainte de carburare, sau se lasă adaosuri mai mari de prelucrare care se îndepărtează înainte de călire.

Pentru cementare se folosesc oțeluri carbon de calitate (OLC 10, OLC 15) și oțeluri aliate pentru cementare. Rezultate bune se obțin cu oțeluri crom-molibden, care au o rezilință și o rezistență la oboseală mari și sînt puțin sensibile la supracarburări.

Se recomandă ca grosimea stratului cementat să se ia egală cu $0{,}2\,m$ (m — modulul) și să nu depășească 1,5 ... 2 mm. Adîncimi de cementare prea mici pot duce la o uzură rapidă a dinților, din cauză că stratul prea subțire se strivește, crapă și se cojește. Prin cementare se pot obține durități pînă la 65 HRC, ceea ce duce la rezistențe foarte mari ale flancului dintelui; dacă se cementează și racordarea dintre dinte și corpul roții se obțin și creșteri ale rezistenței rădăcinii dintelui la oboseală.

Nitrurarea constă în încălzirea piesei într-un mediu de amoniac gazos, după ce în prealabil s-a efectuat o îmbunătățire constînd dintr-o călire în ulei și o revenire la 510 ... 530 °C.

Cianurarea se execută prin introducerea piesei încălzite într-o baie de cianură de sodiu sau potasiu.

Față de cementare, ambele procedee prezintă avantajul că se produc deformații mici ale dinților, în schimb stratul dur este foarte subțire, nedepășind 0,2 mm. De aceea, roțile tratate astfel nu pot fi rectificate și, ca urmare, deformațiile în urma tratamentului nu trebuie să depășească toleranțele dimensionale admise.

Pentru nitrurare se utilizează oțeluri de nitrurare (§ 1.4.2).

Călirea superficială cu flacără sau CIF prezintă avantaje economice, căci asigură o productivitate sporită față de cementare. Se recomandă ca împreună cu dintele să se călească și o parte a obezii, pentru a evita tensiunile de la rădăcina dintelui, care ar duce la reducerea rezistenței dintelui la rupere prin oboseală.

Ca oțeluri se utilizează atît oțeluri carbon (OLC 45), cît și oțeluri aliate de îmbunătățire, putîndu-se obține durități ale stratului superficial pînă la 60 HRC.

Dezavantaje ale călirii superficiale sînt neuniformitatea grosimii stratului călit și rezistență mai mică la încovoierea dintelui. Pentru reducerea tensiunilor interne, roțile se supun unei reveniri la 200 ... 300 °C, în care caz se obțin durități pînă la 50 HRC.

Călirea cu revenire joasă în jur de 200 ... 300 °C asigură durități pînă la 55 HRC. Se utilizează oțeluri carbon și aliate cu un conținut de 0,3 ... 0,5% carbon. Dintre oțelurile aliate se utilizează oțeluri cu crom ca înlocuitoare ale oțelurilor crom-nichel deficitare. Pentru mărirea rezistenței rădăcinii dintelui se recomandă a mări raza de racordare dintre dinte și obadă.

Fonta se utilizează în special la angrenaje care funcționează la viteze periferice reduse. Ea are la aceeași duritate o rezistență la ciupire mai mare decît oțelul, din cauză că modulul său de elasticitate este mai mic — relația (11.16). Rezistă bine la gripare și uzură chiar la o ungere mai săracă. De aceea este indicată pentru angrenajele care funcționează deschis. Are o rezistență relativ mică la rupere prin oboseală și șocuri. Prezintă îndeosebi pericol de rupere a colțului dintelui.

Aliajele de metale neferoase se recomandă a se utiliza numai în cazuri speciale, cum ar fi evitarea coroziunii, sau cînd motive constructive sau funcționale impun folosirea lor.

Materialele sinterizate au pătruns în industria angrenajelor, ca urmare a dezvoltării metalurgiei pulberilor, dînd rezultate bune și asigurînd o productivitate mare la o precizie corespunzătoare.

Materialele nemetalice au început să fie folosite mai de mult, în special pentru obținerea de angrenaje silențioase. Inițial s-a folosit pielea crudă presată. Acest material fiind deficitar, a fost înlocuit prin materiale plastice ca : textolit, lignofol, poliamide etc. Roțile dințate confecționate din aceste materiale funcționează foarte bine împerecheate cu roți din oțel sau fontă, din cauză că materialele nemetalice au un coeficient de conductivitate termică scăzut. De asemenea au o capacitate portantă mai mare dacă sînt lubrificate dintr-o baie de ulei, care asigură și răcirea.

La construcția angrenajelor cu roți dințate din mase plastice trebuie să se țină seamă de următoarele recomandări:

a) pinionul să fie din metal, iar roata condusă din material plastic;

b) lățimea roții din material plastic să fie ceva mai mică decît cea a roții de metal;

c) lățimea roții să nu depășească $10\,m$ (m — modulul);

d) dinții să fie tăiați în lungul straturilor de material (la materiale stratificate);

e) flancurile dinților roților metalice să fie netede;

f) la rodaj să se introducă în lubrifiant grafit coloidal.

11.4. CONSTRUCȚIA ROȚILOR DINȚATE

Roțile dințate constau de obicei din următoarele părți (fig. 11.37): coroana dințată *1*, obada *2*, spițele sau discul *3* și butucul *4*. Forma constructivă a unei roți dințate depinde de dimensiunile ei, de tehnologia ei de fabricație, de maetrialul din care se confecționează și de condițiile ei de funcționare.

La roțile dințate la care diametrul de vîrf D_e este relativ redus în raport cu diametrul arborelui ($D_e \leqslant 1{,}8\,d$) dinții se taie direct în arbore. Prelucrarea acestor roți este mai ieftină (lipsește alezajul) și nu necesită organe de fixare. În schimb, la ieșirea din funcțiune a roții dințate, trebuie înlocuit întregul arbore. De aceea se recomandă în acest caz dimensionarea mai largă a angrenajului și evitarea uzurii (lubrifianți de calitate, etanșare corespunzătoare).

La roți dințate de diametre mici ($D_e \leqslant 150$ mm) lipsește discul, astfel că obada și butucul formează o singură piesă (fig. 11.38). Ele se execută prin strunjire din bare de oțel laminate sau prin forjare în matriță, iar cele de fontă prin turnare.

Roțile dințate avînd diametre pînă la 500 mm se execută prin forjare sau matrițare (la $D_e < 300$ mm), turnare și sudare. În figura 11.37 sînt reprezentate roți dințate forjate.

Roțile turnate se execută cu disc, de preferință înclinat, fiind o soluție mai tehnologică (fig. 1.10).

Roțile cu disc se utilizează la lățimi relativ reduse, cît și la viteze periferice mari (peste 10 m/s), căci produc pierderi prin barbotare și ventilare mai reduse decît la roțile cu spițe.

La roțile dințate turnate cu spițe, numărul de spițe z_s se alege în funcție de diametrul roții, și anume $z_s = 4 \ldots 8$ spițe pentru $D = 400 \ldots 3\,000$ mm.

Secțiunea maximă a spiței se calculează la încovoiere, considerînd că forța periferică F_t solicită o treime din numărul de spițe (v. și § 24.6.3).

Secțiunea spițelor are diferite forme, în funcție de încărcare: formă eliptică (încărcări reduse), formă de cruce și T (încărcări mijlocii) și formă de dublu T și cheson (încărcări mari). Pentru a reduce greutatea roților, spițele se subțiază spre obadă.

Fig. 11.37.

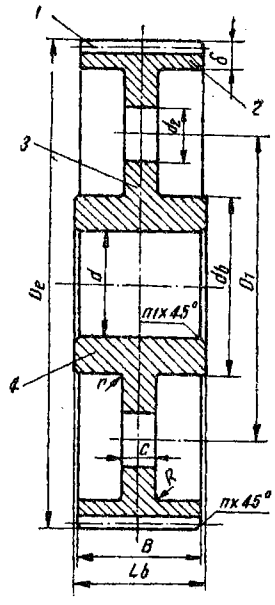
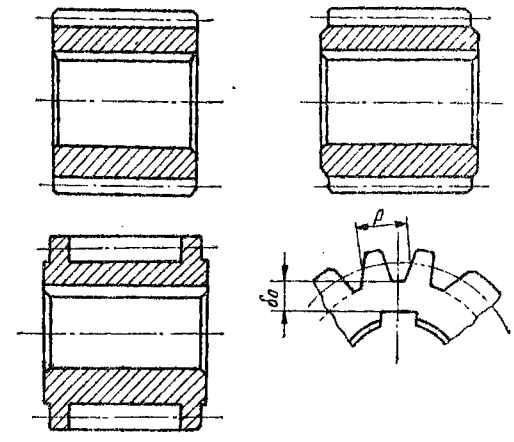


Fig. 11.38.



Pentru reducerea tensiunilor interne din roțile turnate se vor evita îngrămădirile de material, iar zonele de trecere se vor executa conform normelor pentru piese turnate.

În cazul utilizării spițelor în formă de dublu T, obada devine mai rigidă și prin urmare această formă este recomandabilă în cazul roților dințate late.

La roțile dințate sudate, butucul se execută de obicei din oțel rotund, iar obada din oțel lat. Aceasta din urmă se îndoaie după diametrul roții, iar capetele se sudează cap la cap. Legătura între butuc și obadă se face cu unul (fig. 11.39, *a*) sau două discuri (fig. 11.39, *b*) și cîteodată și cu spițe. Tăierea dinților se execută după sudare și după o detensionare la cald. La tăierea dinților se va căuta ca sudura obezii să cadă în dreptul golului dintre doi dinți.

Roțile dințate de diametre mari ($D_e > 600$ mm) se execută prin turnare (din oțel turnat sau fontă) sau prin sudare (la construcții individuale sau de serie mică).

Deoarece o seamă de oțeluri de calitate superioară, utilizate la construcția roților dințate se toarnă și se sudează greu și pe de altă parte, pentru a economisi aceste oțeluri relativ scumpe, se utilizează adesea roți dințate avînd coroana dințată în formă de bandaj, montată prin strîngere pe corpul roții (care poate fi executat în construcție turnată sau sudată). În schimb necesită o prelucrare și o montare precisă a bandajului, ceea ce scumpește construcția.

Pentru siguranță se introduc și 4 ... 12 știfturi filetate. Utilizarea roților cu bandaj permite realizarea de roți dințate cu dinți în V fără mașini sau

scule speciale de danturat dinți în V. In acest caz se montează pe obadă două bandaje dințate, dinții executîndu-se cu înclinări egale și de sens contrar.

Roțile dințate de diametre foarte mari ($D_e > 1\,500$ mm) se execută de obicei din două jumătăți îmbinate cu șuruburi în dreptul butucului și al obezii. Suprafața de divizare se alege astfel încît să cadă în dreptul golurilor dintre dinți, cît și în dreptul spiței (de obicei).

Se recomandă ca marginile dinților să se teșească lateral sub un unghi de 15° ... 45°. Deoarece fisura pornește din această zonă, teșirea contribuie la descărcarea acestei zone periculoase și duce astfel la creșterea rezistenței la oboseală.

De asemenea, roțile dințate baladoare din cutiile de viteze se rotunjesc frontal, pe mașini speciale, pentru a se ușura angrenarea dinților la deplasarea roților pentru schimbarea vitezelor.

Pentru compensarea unor inexactități de montaj în sens axial, pinioanele se execută cu 5 ... 10 mm mai late decît roțile dințate conjugate.

Lungimea butucului l_b depinde de felul organului de îmbinare utilizat și se calculează în funcție de acesta. Lungimea butucului, dacă este necesar, poate depăși lățimea roții. În general rar se vor admite butuci mai scurți de 1,2 d (d — diametrul arborelui).

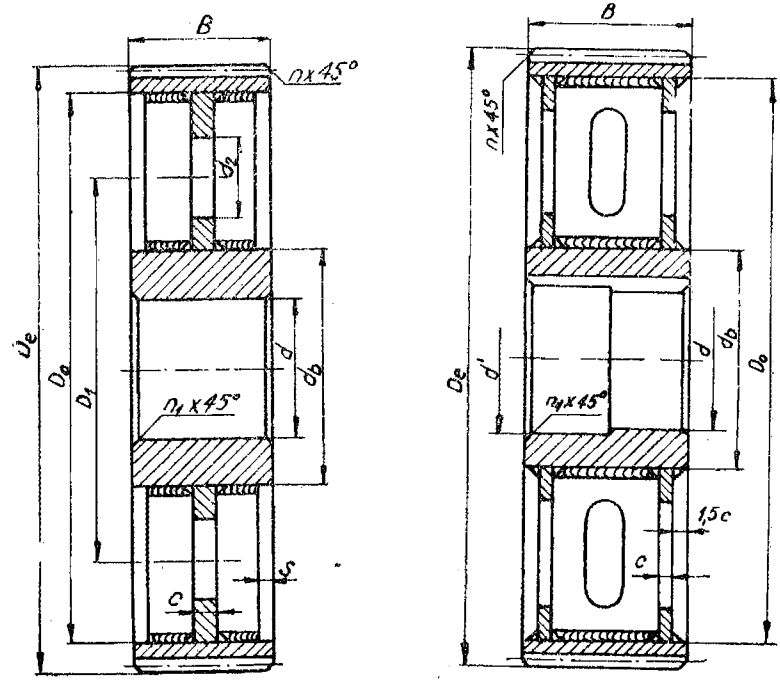


Fig. 11.39.

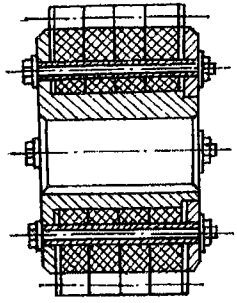


Fig. 11.40.

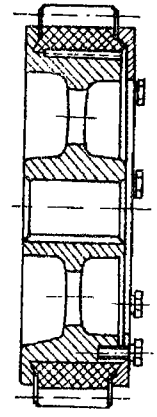


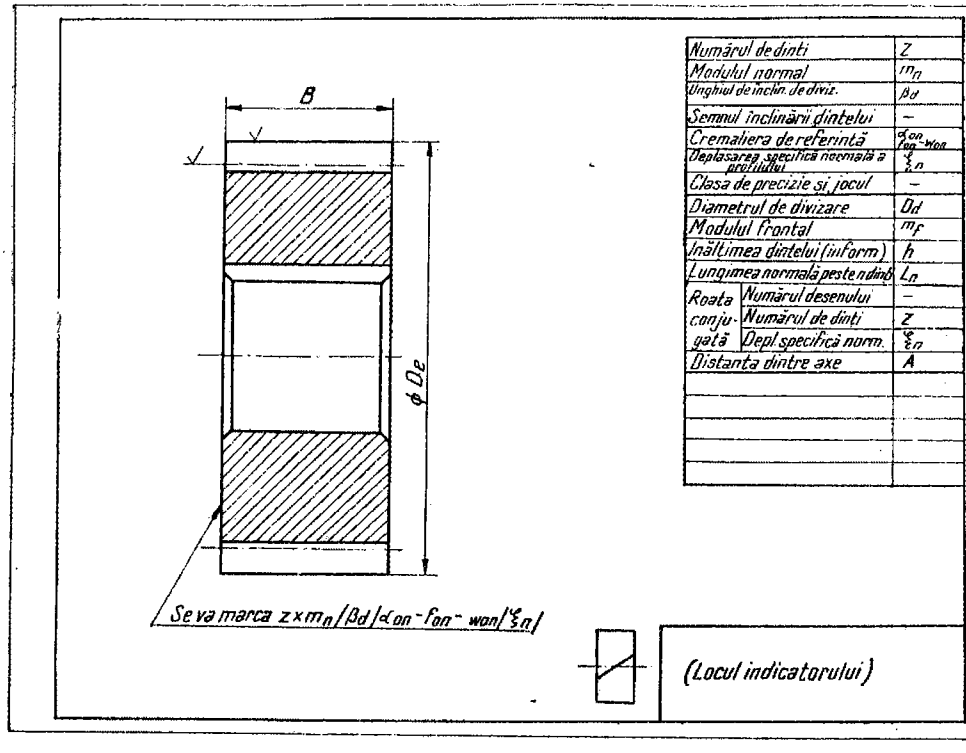
Fig. 11.41.

Roțile dințate din materiale plastice se construiesc de obicei cu butuc de oțel sau fontă, deoarece materialele plastice nu rezistă bine la forfecare. Coroana dințată poate fi executată din discuri de material plastic strînse între două discuri metalice (fig. 11.40) sau din sectoare de material plastic fixate cu un disc demontabil (fig.11.41).

În cazul producției de serie mare se polimerizează direct materialul plastic pe butucul metalic.

Desenele de execuție ale roților dințate cilindrice se întocmesc conform STAS 5013-64, iar ale roților conice, conform STAS 5996-58.

Desenul de execuție trebuie să conțină, pe lîngă desenul roții (fig. 11.42), un tabel care conține următoarele trei grupe de elemente ale danturii, separate prin linii groase :



Numărul de dinți		z
Modulul normal		m_n
Unghiul de înclin. de diviz.		β_d
Semnul înclinării dințelui		–
Cremaliera de referință		α_{on} f_{on} w_{on}
Deplasarea specifică normală a profilului		ξ_n
Clasa de precizie și jocul		–
Diametrul de divizare		D_d
Modulul frontal		m_F
Înălțimea dințelui (uniform)		h
Lungimea normală peste n dinți		L_n
Roata conjugată	Numărul desenului	–
	Numărul de dinți	z
	Depl. specifică norm.	ξ_n
Distanța dintre axe		A

Fig. 11.42.

— elementele geometrice ale danturii roții dințate :
— elementele angrenajului din care face parte roata dințată ;
— abateri și toleranțe.

O atenție deosebită trebuie acordată suprafețelor de bază ale semifabricatelor roților dințate, întrucît abaterile acestora influențează în mod hotărîtor precizia de prelucrare și control a roților. Drept suprafețe de bază tehnologice și de control se utilizează următoarele :

a) alezajele roților (la pinioanele tăiate direct în arbore, fusurile arborelui) ;

b) cilindrul vîrfurilor dinților ;

c) suprafața frontală de bază a roții.

Dacă cilindrul vîrfurilor dinților se utilizează ca suprafață de bază, atunci se limitează bătaia radială a acestui cilindru în raport cu axa roții. Abaterile sînt indicate în literatura de specialitate.

Dacă cilindrul vîrfurilor nu se utilizează ca suprafață de bază, atunci diametrul D_e este o dimensiune liberă.

12. ANGRENAJE CILINDRICE CU DINȚI INCLINAȚI

12.1. ELEMENTE DE GEOMETRIE ȘI CINEMATICĂ

Elementele geometrice ale angrenajului cilindric cu dinți înclinați sînt definite, ca și la angrenajul cilindrice cu dinți drepți, prin cremaliera de referință standardizată în STAS 821-63. Spre deosebire de acesta însă, elementele geometrice sînt exprimate în funcție de modulul normal.

Datorită înclinării dinților, intrarea în angrenare a unui dinte nu se face dintr-o dată, ca la angrenajele cu dinți drepți, ci treptat, ceea ce are ca efect creșterea duratei de angrenare.

De altfel, folosirea angrenajelor cu dinți înclinați este avantajoasă numai atunci cînd $\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s \geqslant 2$, adică atunci cînd se asigură ca să se afle totdeauna în contact cel puțin două perechi de dinți (ε, ε_f, ε_s — gradul de acoperire total, frontal respectiv suplimentar). Din această condiție rezultă următoarea relație pentru lățimea roții :

$$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s = \varepsilon_f + \frac{B \operatorname{tg} \beta_0}{p_f} \geqslant 2,$$

sau :

$$\frac{B \operatorname{tg} \beta_0}{\frac{\pi m_n}{\cos \beta_0}} \geqslant 2 - \varepsilon_f ; \tag{12.1}$$

$$B \geqslant \frac{(2 - \varepsilon_f) m_n}{\sin \beta_0} . \tag{12.2}$$

Liniile de contact care reprezintă intersecții ale flancurilor dinților cu planul de angrenare sînt drepte dispuse înclinat pe înălțimea dintelui. Ca urmare, de-a lungul liniei de contact se modifică distanța la baza dintelui și deci atît brațul momentului încovoietor, cît și rigiditatea dintelui sînt mărimi variabile pe lățimea roții. De asemenea, la aceste angrenaje nu se poate vorbi de poziții de angrenare singulară, căci în orice poziție de angrenare se găsesc mai mulți dinți în contact (dacă se face abstracție de roți foarte înguste).

Această situație prezintă avantaje în ceea ce privește silențiozitatea angrenajului, în schimb complică calculul acestuia.

12.2. DOMENIILE DE UTILIZARE ALE ANGRENAJELOR CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI ȘI ÎNCLINAȚI

Pentru a stabili domeniile de utilizare ale celor două tipuri de angrenaje se impune analiza avantajelor și dezavantajelor fiecăruia, ceea ce permite alegerea angrenajului corespunzător pentru condițiile concrete date.

Angrenajele cilindrice cu dinți drepți prezintă următoarele avantaje:

a) nu produc eforturi axiale;

b) abaterile de pas sau profil nu influențează contactul de-a lungul dintelui;

c) uzura dinților nu duce la o repartizare neuniformă a sarcinii de-a lungul segmentului de angrenare.

În schimb, roțile dințate cu dinți drepți lucrează cu zgomot mai mare decît cele cu dinți înclinați în V.

Angrenajele cu dinți înclinați prezintă următoarele avantaje:

a) datorită intrării treptate a dintelui în angrenare, zgomotul este mai redus decît la angrenajele cu dinți drepți prelucrate cu aceeași precizie;

b) capacitatea portantă a angrenajului este mai mare. În schimb produc eforturi axiale (pentru remedierea acestui neajuns se utilizează roți cu dinți în V sau în săgeată), abateri de pas sau profil influențează contactul de-a lungul dintelui, iar uzura duce la o repartizare neuniformă a sarcinii.

Ca urmare, angrenaje cilindrice cu dinți drepți se vor folosi:

— la viteze $v < 2 \ldots 3$ m/s;

— cînd nu se pot admite forțe axiale;

— în cutii de viteze cu roți baladoare.

Angrenajele cilindrice cu dinți înclinați se vor folosi în special atunci cînd se cere funcționare silențioasă.

12.3. CALCULUL ANGRENAJULUI CILINDRIC CU DINȚI ÎNCLINAȚI

12.3.1. Forțele care acționează pe dinții și arborii angrenajului cilindric cu dinți înclinați (fig. 12.1). Forța Q, normală pe dinte, se găsește în planul de angrenare. Această forță, ca și componentele ei, forța axială F_{ax} și forța

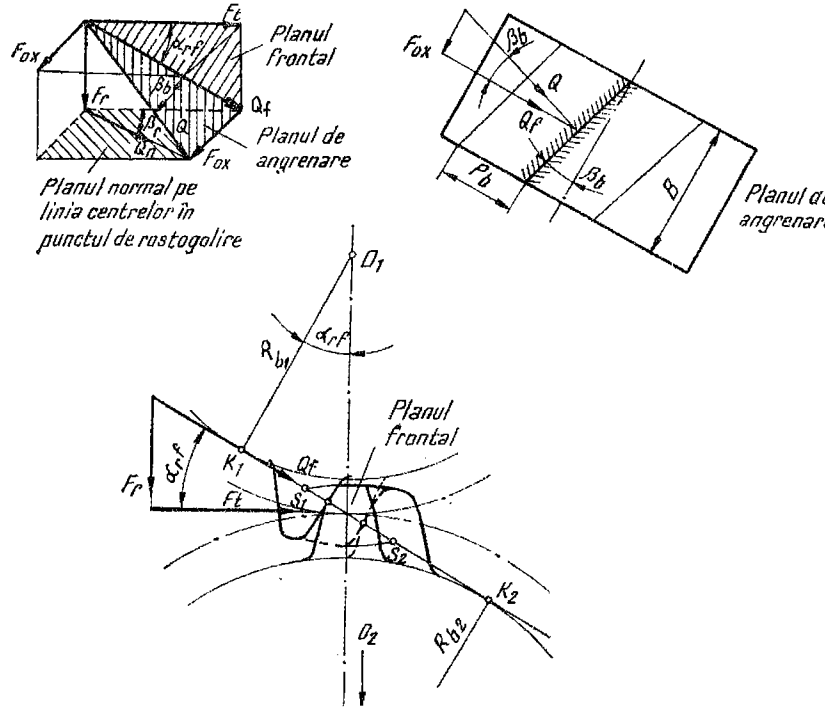


Fig. 12.1.

radială F_r trebuie exprimate în funcție de forța tangențială, moment sau putere (v. și § 11.2.3). În figura 12.1 sînt reprezentate forțele din planul frontal Q_f, F_t și F_r și forțele din planul de angrenare Q, Q_f și F_{ax}. Deoarece angrenarea are loc în planul de angrenare, tangent la cilindrii de bază, se introduce unghiul β_b, înclinarea dintelui pe acești cilindri.

Din figura 12.1 se vede că forța normală pe dinte este:

$$Q = \frac{Q_f}{\cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \alpha_{rf} \cos \beta_b}, \tag{12.3}$$

forța axială:

$$F_{ax} = Q_f \operatorname{tg} \beta_b = \frac{F_t \operatorname{tg} \beta_b}{\cos \alpha_{rf}}. \tag{12.4}$$

Pe de altă parte se poate scrie:

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_b}{\operatorname{tg} \beta_0} = \frac{D_b}{D_d} = \cos \alpha_{0f};$$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta_0 \cos_{0f}. \tag{12.5}$$

Înlocuind valoarea lui $\operatorname{tg}\beta_b$ din (12.5) în relația (12.4) se obține:

$$F_{ax}=F_t\frac{\operatorname{tg}\beta_0\cos\alpha_{0f}}{\cos\alpha_{rf}}. \tag{12.6}$$

În cazul angrenajelor zero și zero deplasate cînd $\alpha_{rf}=\alpha_{of}$ relația (12.6) devine:

$$F_{ax}=F_t\operatorname{tg}\beta_0. \tag{12.7}$$

Forța radială este:

$$F_r=F_t\operatorname{tg}\alpha_{rf}. \tag{12.8}$$

Ca și la angrenajele cu dinți drepți, forțele pot fi exprimate și în funcție de moment sau putere:

$$F_t=\frac{M_{t1}}{R_{1r}}=\frac{10^6P}{\omega_1R_{r1}}\,[\mathrm{N}];\quad F_t=\frac{9{,}75\cdot10^5P}{n_1R_{r1}}\,[\mathrm{kgf}]; \tag{12.9}$$

$$Q=\frac{10^6P}{\omega_1R_{r1}\cos\alpha_{rf}\cos\beta_b}\,[\mathrm{N}];\quad N=\frac{9{,}75\cdot10^5P}{n_1R_{r1}\cos\alpha_{rf}\cos\beta_b}\,[\mathrm{kgf}]. \tag{12.10}$$

În figura 12.2 este reprezentată variația momentelor încovoietoare și de torsiune pe un arbore solicitat simetric de momentul M_t și forțele F_t, F_r și F_{ax}.

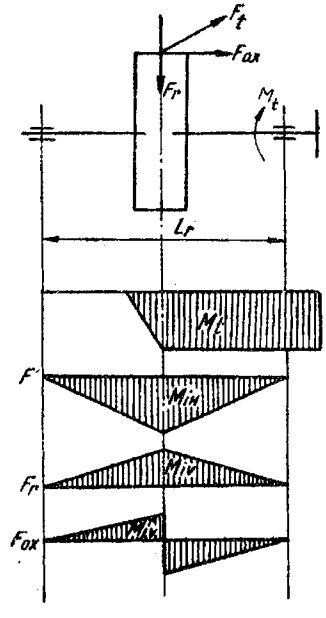


Fig. 12.2.

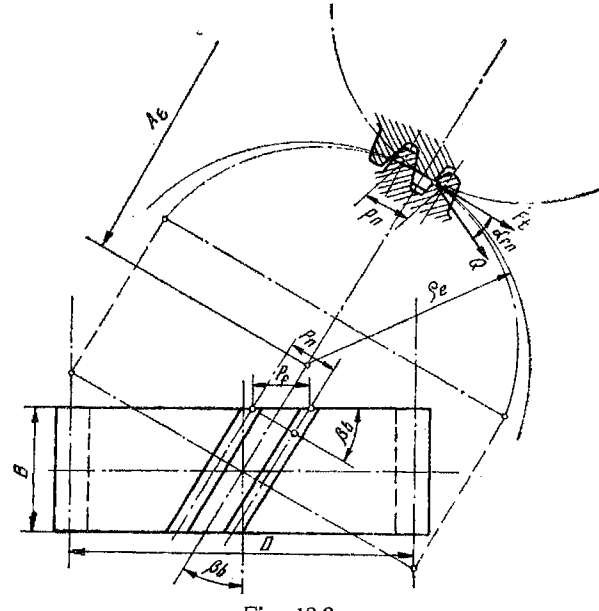


Fig. 12.3.

Angrenajul echivalent. Calculul angrenajelor cilindrice cu dinții înclinați se efectuiază pe baza aceloraşi relații ca şi angrenajele cu dinți drepți, utilizîndu-se noțiunea de *angrenaj echivalent.* Acesta este un angrenaj cilindric cu dinți drepți, corespunzător unui plan normal dus prin angrenajul cu dinți înclinați, avînd modulul egal cu modulul normal al angrenajului cu dinți înclinați.

Pentru stabilirea mărimilor echivalente se ține seama de faptul că planul normal de dinți, taie două elipse, cărora le corespund diametre de rostogolire echivalente D_{re}; numere echivalente de dinți z_e, o distanță echivalentă între axe A_e, o lățime echivalentă B_e, un unghi de angrenare în planul normal α_{rn}, o putere echivalentă P_e, un moment echivalent M_e şi o forță echivalentă F_e (fig. 12.3).

Aceste mărimi echivalente au următoarele valori [7], [12]:

$$D_{re} = \frac{D_r}{\cos^2\beta_b}; \tag{12.11}$$

$$z_e = \frac{z}{\cos^2\beta_b \cos\beta_0} \approx \frac{z}{\cos^3\beta_0}; \tag{12.12}$$

$$i_e = \frac{z_{e2}}{z_{e1}} = i;$$

$$A_e = \frac{D_{re1}+D_{re2}}{2} = \frac{D_{r1}+D_{r2}}{2\cos^2\beta_b} = \frac{A}{\cos^2\beta_b}; \tag{12.13}$$

$$F_e = Q\cos\alpha_{rn} = F_t\cos\beta_r; \tag{12.14}$$

$$M_{e1} = F_e\frac{D_{re1}}{2} = Q\cos\alpha_{rn}\frac{D_{re1}}{2};$$

$$M_1 = F_t\frac{D_{r1}}{2} = Q\cos\beta_b\cos\alpha_{rf}\frac{D_{r1}}{2};$$

$$\frac{M_{e1}}{M_1} = \frac{\cos\alpha_{rn}D_{re1}}{\cos\beta_b\cos\alpha_{rf}D_{r1}} = \frac{\cos\alpha_{rf}\cos\beta_b}{\cos\beta_0}\cdot\frac{D_{r1}}{\cos^2\beta_b}\cdot\frac{1}{D_{r1}\cos\beta_b\cos\alpha_{rf}}$$

unde:

$$\cos\alpha_{rn} = \frac{\cos\alpha_{rf}\cos\beta_b}{\cos\beta_r} \approx \frac{\cos\alpha_{rf}\cos\beta_b}{\cos\beta_0};$$

$$M_{e1} = \frac{M_1}{\cos^2\beta_b\cos\beta_0}. \tag{12.15}$$

In mod analog:

$$\left(\frac{P}{\omega}\right)_e = \frac{1}{\cos^2\beta_b\cos\beta_0}\cdot\frac{P}{\omega}. \tag{12.16}$$

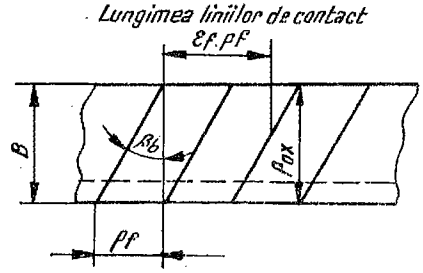


Fig. 12.4.

Lungimea liniilor de contact B_ε la angrenajul cilindric cu dinți înclinați rezultă din figura 12.4.

În cazul cînd lățimea roții cuprinde un număr între de pași axiali, $B = np_{ax}$ se obține:

$$B_\varepsilon = \frac{B}{\cos\beta_b} + \frac{p_f(\varepsilon_f - 1)}{\sin\beta_b} = \frac{B}{\cos\beta_b} + \frac{(\varepsilon_f - 1)B}{\cos\beta_b} = \frac{\varepsilon_f B}{\cos\beta_b}. \tag{12.17}$$

Cînd $B \neq np_{ax}$,

$$B_\varepsilon < \frac{\varepsilon_f B}{\cos\beta_b}, \tag{12.18}$$

reducerea maximă fiind de 10%.

În general, ținînd seama de cele arătate la angrenajul cilindric cu dinți drepți, cu privire la repartizarea sarcinii pe mai mulți dinți, se poate neglija aici ε_f și ca urmare:

$$B_\varepsilon \approx \frac{B}{\cos\beta_b}. \tag{12.19}$$

Pentru stabilirea relațiilor de calcul trebuie doar înlocuite în relațiile de calcul ale roților dințate cu dinți drepți, mărimile echivalente determinate mai sus.

12.3.3. **Calculul dintelui la rupere prin oboseală.** Înlocuind în relația (11.17) mărimile corespunzătoare angrenajului echivalent se obține:

$$\sigma = \frac{6{,}8\cdot 10^5 K}{m_n^2 z_{\varepsilon 1} B_\varepsilon y}\left(\frac{P}{\omega_1}\right)_\varepsilon$$

sau:

$$\sigma = \frac{6{,}8\cdot 10^5 KP}{\omega_1 \cos^2\beta_b \cos\beta_0 m_n^2 \dfrac{z_1}{\cos^2\beta_b \cos\beta_o} \dfrac{B}{\cos\beta_b} y_\varepsilon};$$

$$\sigma = \frac{6{,}8\cdot 10^5 KP\cos\beta_b}{\omega_1 m_n^2 z_1 B y_\varepsilon}. \tag{12.20}$$

Deoarece : $\beta_b \approx \beta_0$ relaţia (12.20) se poate scrie :

$$\sigma = \frac{6{,}8 \cdot 10^5 KP \cos \beta_0}{\omega_1 m_n^2 z_1 B y_\varepsilon} \quad [\text{N/mm}^2]; \tag{12.21}$$

$$\sigma = \frac{6{,}6 \cdot 10^5 KP \cos \beta_0}{n_1 m_n^2 z_1 B y_\varepsilon} \quad [\text{kgf/mm}^2], \tag{12.22}$$

în care y_ε este coeficientul de formă corespunzător numărului echivalent de dinţi z_ε (fig. 11.29).

Relaţia de dimensionare se scrie înlocuind B şi m_n în relaţia (12.21):

$$B = \psi_A A_0, \quad \text{şi} \quad m_n = \frac{2A_0 \cos \beta_0}{z_1 (i \pm 1)};$$

$$\sigma = \frac{6{,}8 \cdot 10^5 KP z_1 (i \pm 1)^2}{\omega_1 A_0^3 \psi_A y_\varepsilon \cos \beta_0},$$

sau în sistemul SI : $$A_0 = 55{,}5 \sqrt[3]{\frac{KP (i \pm 1)^2 z_1}{\psi_A y_\varepsilon \omega_1 \sigma_a \cos \beta_0}} \quad [\text{mm}]; \tag{12.23}$$

în sistemul MKfS : $$A_0 = 54{,}5 \sqrt[3]{\frac{KP (i \pm 1)^2 z_1}{\psi_A y_\varepsilon n_1 \sigma_a \cos \beta_0}} \quad [\text{mm}]. \tag{12.24}$$

În relaţiile de mai sus : $K = K_d K_r$.

Coeficientul dinamic K_d se ia din tabelul 11.3, valorile pentru roţi dinţate cu dinţi înclinaţi, iar coeficientul de repartizare K_r din figura 11.25.

12.3.4. **Calculul flancului la ciupire.** Se porneşte de la relaţia (11.26) în care se înlocuiesc mărimile echivalente :

$$\sigma_k = \frac{589}{A_\varepsilon} \sqrt{\frac{KE (i \pm 1)^3}{B_\varepsilon i \sin 2\alpha_{rn}} \cdot \left(\frac{P}{\omega_1}\right)_\varepsilon}$$

$$\sigma_k = \frac{589}{A} \sqrt{\frac{KPE (i \pm 1)^3 \cos^4 \beta_b}{\omega_1 \cos^2 \beta_b \cos \beta_0 \frac{B}{\cos \beta_b} i \sin 2\alpha_{rn}}} = \frac{589}{A} \sqrt{\frac{KPE (i+1)^3 \cos^3 \beta_b}{\omega_1 B i \sin 2\alpha_{rn} \cos \beta_0}}.$$

Admiţînd $\cos \beta_0 \approx \cos \beta_b$ rezultă :

$$\sigma_k = \frac{589}{B} \sqrt{\frac{KPE (i \pm 1)^3 \cos^2 \beta_b}{\omega_1 B i \sin 2\alpha_{rn}}} [\text{N/mm}^2]; \quad \sigma_k = \frac{585}{A} \sqrt{\frac{KPE (i \pm 1)^3 \cos^2 \beta_b}{n_1 B i \sin 2\alpha_{rn}}} [\text{kgf/mm}^2]. \tag{12.25}$$

În cazul angrenajelor zero şi zero deplasate din oţel :

$$\sigma_k = \frac{3{,}4 \cdot 10^5}{A_0}\sqrt{\frac{KP(i\pm1)^3\cos^2\beta_b}{\omega_1 Bi}}\ [\mathrm{N/mm^2}];\quad \sigma_k = \frac{1{,}1 \cdot 10^5}{A_0}\sqrt{\frac{KP(i\pm1)^3\cos^2\beta_b}{n_1 Bi}}\ [\mathrm{kgf/mm^2}]. \tag{12.26}$$

În cazul angrenajelor cu cremalieră cu dinţi înclinaţi introducînd în relaţia (11.28) elementele echivalente se obţine :

$$\sigma_k = 480\sqrt{\frac{KF_e}{B_e D_{e1}}} = 480\sqrt{\frac{KF_t\cos^2\beta_b}{BD_{d1}}}\ [\mathrm{N/mm^2}];$$
$$\sigma_k = 152\sqrt{\frac{KF_t\cos^2\beta_b}{BD_{d1}}}\ [\mathrm{kgf/mm^2}]. \tag{11.27}$$

Relaţii de dimensionare :

$$\left.\begin{aligned} &\text{în sistemul SI : } A_0 = 100(i\pm1)\sqrt[3]{\left(\frac{340}{\sigma_{ak}}\right)^2\frac{KP\cos^2\beta_b}{\omega_1 i\psi_A}}\ [\mathrm{mm}];\\ &\text{în sistemul MKfS : } A_0 = 10(i+1)\sqrt[3]{\left(\frac{3\,480}{\sigma_{ak}}\right)^2\frac{KP\cos^2\beta_b}{n_1 i\psi_A}}\ [\mathrm{mm}] \end{aligned}\right\} \tag{11.28}$$

Coeficienţii K_d, K_r şi ψ_A, cît şi rezistenţele admisibile se vor lua din diagramele şi tabelele din § 11.2.2, § 11.2.4 şi § 11.2.5.

12.3.5. **Calculul angrenajelor cilindrice cu dinţi înclinaţi la celelalte solicitări ca :** gripare, uzură abrazivă, rupere prin suprasarcini şi strivire se efectuează la fel ca şi pentru angrenajele cilindrice cu dinţi drepţi, ţinînd seama, unde este cazul, de înclinarea dinţilor. De asemenea, la calculul randamentului se va ţine seama de gradul de acoperire frontal şi înclinarea dinţilor — relaţia (11.45).

Numărul critic de dinţi la angrenajul cilindric cu dinţi înclinaţi se calculează în acelaşi mod ca şi la angrenajul cu dinţi drepţi (§ 11.2.11) obţinîndu-se relaţiile :

$$\left.\begin{aligned} &\text{în sistemul SI : } \frac{z_{1cr}}{y_{e1}} = 6{,}8\cdot 10^5\frac{i\pm1}{i}\frac{\sigma_a}{\sigma_{ak}^2}\cos^3\beta_0;\\ &\text{în sistemul MKfS : } \frac{z_{1cr}}{y_{e1}} = 6{,}8\cdot 10^4\frac{i\pm1}{i}\frac{\sigma_a}{\sigma_{ak}^2}\cos^3\beta_0. \end{aligned}\right\} \tag{12.29}$$

Valoarea lui z_{1cr} în funcţie $\frac{z_{1cr}}{y_{e1}}$ se ia din figura 11.34 (v. şi § 11.2.11).

12.3.6. **Schema de calcul a angrenajelor cilindrice cu dinţi drepţi şi înclinaţi.** În tabelul 12.1 este sistematizată desfăşurarea calculului angrenajelor cilindrice.

Tabelul 12.1

Calculul de rezistență al angrenajelor cilindrice

A. Dimensionare. Se dă: P — puterea și ω_1 — viteza unghiulară la arborele motor (respectiv M_{t1} — momentul de torsiune sau F_t — forța periferică); i — raportul de transmitere.
Condițiile și durata de funcționare
Se admite:
tipul angrenajului;
materialul roților dințate;
clasa de precizie.

B. Verificare. Se cunosc, pe lîngă cele de mai sus, dimensiunile angrenajului.
Se calculează:
tensiunile;
durata efectivă de funcționare.

Nr. crt.	Mărimea		Simbol	Formula	
				Dinți drepți	Dinți înclinați și în V.
1	Numărul de cicluri		N_c	$N_c = 3\,600 f_1 a T$;	$N_c = \frac{3\,600}{2\pi}\omega_1 a T$,
				T — durata de funcționare în ore f — frecvența a — numărul de roți angrenate concomitent	
2	Numărul echivalent de cicluri		N_e	$N_e = 3\,600 \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{P_i}{P_b}\right)^3 f_i T_i$,	
				P_i, f_i, T_i sînt respectiv puterea, frecvența și durata de funcționare la încărcarea i P_b — puterea corespunzătoare încărcării de bază	
3	Coeficientul de durabilitate		K_c	$K_c = \left(\frac{N_b}{N_c}\right)^{1/6}$	
			K_{ci}	$K_{ci} = \left(\frac{N_b}{N_c}\right)^{1/9}$	
				Dacă $N_c > N_b$: $K_c = K_{ci} = 1$	
4	Coeficientul dinamic		K_d	Tabelul 11.3	
5	Rezist. adm.	De rupere la oboseală	σ_a [N/mm²]	Ciclu pulsator (cazul mai frecvent)	
				$\sigma_a = \frac{2K_{ci}\sigma_{-1}}{\left(K_\sigma + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r}\right)c_B}$	

Tabelul 12.1 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	Formula	
			Dinţi drepţi	Dinţi înclinaţi şi în V.
6	Rezistenţe admisibile La rupere prin suprasarcină	σ_{as}	Ciclu alternant: $\sigma_a = \frac{K_{cl}\,\sigma_{-1}}{K_\sigma\, c_B}$ Materiale plastice (figura 11.30) Bronz: $\sigma_a \approx (70 \ldots 80)$ N/mm² Rupere fragilă: σ_{as} (tabelul 11.9) σ_{-1} şi σ_r (§ 1.4.2); K_σ (tabelul 11.6) c_B (tabelul 11.7)	
	La ciupire	σ_{ak} [N/mm²]	Oţeluri având HB $\leqslant 350$ $\sigma_{ak} = (2{,}3 \ldots 2{,}6) K_c HB$ Fonte având $HB = 170 \ldots 270$; $\sigma_{ak} = 1{,}5\, K_c HB$	
	La deformaţie plastică	σ_{ap}	Oţeluri având $HB > 350$; (tabelul 11.8) Deformaţie plastică: σ_{ap} (tabelul 11.9)	
7	Coeficienţii de lăţime	ψ_A	$\psi_A = \frac{B}{A}$ (tabelul 11.4) Lăţimea pinionului se ia cu 5 ... 10 mm mai mare decît a roţii conduse	
8	Numărul de dinţi la pinion	z_1	Se poate admite constructiv, se alege pe bază de standarde (la reductoare) sau se calculează cu relaţia: $\frac{z_{1cr}}{y_1} = 6{,}8 \cdot 10^5 \frac{i \pm 1}{i} \frac{\sigma_a}{\sigma_{ak}^2}$ (dinţi drepţi) $\frac{z_{1cr}}{y_{\varepsilon 1}} = 6{,}8 \cdot 10^5 \frac{i \pm 1}{i} \cos^3 \beta_0 \frac{\sigma_a}{\sigma_{ak}^2}$ (1) (dinţi înclinaţi) În funcţie de $\frac{z_{1cr}}{y_1}$ calculat, se citeşte din figura 11.34 valoarea lui z_{1cr} Se recomandă a se lua z_1, în jurul valorii lui z_{1cr} calculat La roţi dinţate din oţeluri normalizate şi îmbunătăţite ($HB \leqslant 350$), se recomandă a se lua $z_1 > 25$	

Tabelul 12.1 (continuare)

Mărimea	Simbol	Formula	
		Dinți drepți	Dinți înclinați și în V.
		În funcție de z_1 în raport cu z_{1cr} se stabilește relația de calcul: $z_1 < z_{1cr}$ — se dimensionează la ciupire; $z_1 > z_{1cr}$ — se dimensionează la rupere prin oboseală; $z_1 = z_{1cr}$ — se poate dimensiona la oricare dintre cele două solicitări	
Coeficientul de repartizare a sarcinii pe dinte	K_r	Figura 11.25	
Alegerea deplasării profilelor	ξ_1 ξ_2	În funcție de z_1 și z_2, de condițiile și durata de funcționare, de tipul angrenajului și materialul roților dințate se aleg deplasările specifice ale profilelor, conform indicațiilor din § 11.1.3	
Coeficientul de formă	y	Figura 11.29 în funcție de z și ξ	
	y_i	$y_i = y\left(1+\frac{20}{z}\right)$ — dantură interioară dinți scurtați $(f_0=0{,}8)$: $y_{0,8} \approx \frac{y}{0{,}8}$	
	y_e	La dinți înclinați y_e se ia în funcție de $z_e = \frac{z}{\cos^3\beta_0}$ și ξ_n	
Condiția de repartizare		Tabelul 11.5 În funcție de valorile limită ale abaterii pasului de angrenare se calculează cu P/e sau cu P	
Calculul dinților la ciupire — Distanța între axe	A_0 [mm]	Dinți drepți	Dinți înclinați
		Angrenaje zero sau zero deplasate cu roți de oțel	
	[SI]	$A_0 = 100(i\pm1)\sqrt[3]{\left(\frac{340}{\sigma_{ak}}\right)^2 \cdot \frac{KP}{\omega_1 i \psi_A}}$	$A_0 = 100(i\pm1)\sqrt[3]{\left(\frac{340}{\sigma_{ak}}\right)^2 \cdot \frac{KP\cos^2\beta_b}{\omega_1 i \psi_A}}$
	[MkfS]	$A_0 = 10(i\pm1)\sqrt[3]{\left(\frac{3480}{\sigma_{ak}}\right)^2 \cdot \frac{KP}{n_1 i \psi_A}}$	$A_0 = 10(i\pm1)\sqrt[3]{\left(\frac{3480}{\sigma_{ak}}\right)^2 \cdot \frac{KP\cos^2\beta_b}{n_1 i \psi_A}}$
		La reductoare, distanța dintre axe se normalizează conform STAS 6012-59	

Tabelul 12.1 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	Formula	
			Dinți drepți	Dinți înclinați
14	Calculul dinților la ciupire — Calculul de verificare	σ_k [N/mm²]	$\sigma_k = \frac{589}{A}\sqrt{\frac{KEP(i\pm1)^3}{\omega_1 Bi \sin 2\alpha_r}}$	$\sigma_k = \frac{589}{A}\sqrt{\frac{KEP(i\pm1)^3\cos^3\beta_b}{\omega_1 Bi \sin 2\alpha_{rn}}}$
		[kgf/mm²]	$\sigma_k = \frac{585}{A}\sqrt{\frac{KEP(i\pm1)^3}{n_1 Bi \sin 2\alpha_r}}$	$\sigma_k = \frac{585}{A}\sqrt{\frac{KEP(i\pm1)^3\cos^3\beta_b}{n_1 Bi \sin 2\alpha_{rn}}}$
			Angrenaje zero sau zero deplasate din oțel	
			$\sigma_k = \frac{3{,}4\cdot10^5}{A_0}\sqrt{\frac{KP(i\pm1)^3}{\omega_1 Bi}}$	$\sigma_k = \frac{3{,}4\cdot10^5}{A_0}\sqrt{\frac{KP(i\pm1)^3\cos^3\beta_b}{\omega_1 Bi}}$
			Angrenaje cu cremalieră	
			$\sigma_k = 480\sqrt{\frac{KF_t}{BD_{d1}}}$	$\sigma_k = 480\sqrt{\frac{KF_t}{BD_{d1}}\cos^3\beta_b}$
15	Verificarea la deformație plastică	σ_p [N/mm²]	$\sigma_p = \sigma_k\sqrt{\frac{M_{t1\,max}}{M_{t1}}} \leqslant \sigma_{ap}$	
16	Calculul la oboseală a bazei dintelui — Distanța între axe	A_0 [mm] [SI]	$A_0 = 55{,}5\sqrt[3]{\frac{KP(i+1)^2 z_1}{\omega_1 y \psi A \sigma_a}}$	$A_0 = 55{,}5\sqrt[3]{\frac{KP(i+1)^2 z_1}{\omega_1 y_\varepsilon \psi A \sigma_a \cos\beta_0}}$
17	Verificarea tensiunii	σ [N/mm²]	$\sigma = \frac{6{,}8\cdot10^5\cdot KP}{\omega_1 m^2 z_1 y B}$ $\sigma_2 = \frac{y_2}{y_1}\sigma_1$	$\sigma = \frac{6{,}8\cdot10^5\cdot KP\cos\beta_0}{\omega_1 m_n^2 z_1 y_\varepsilon B}$ $\sigma_2 = \frac{y_{\varepsilon 2}}{y_{\varepsilon 1}}\sigma_1$
18	Verificarea la rupere fragilă	σ_s [N/mm²]	$\sigma_s = \frac{M_{t1\,max}}{M_{t1}} \leqslant \sigma_{as}$	
19			Se execută calculul elementelor geometrice ale angrenajului cît și verificarea încadrării în limitele generării și angrenării	

Notă: 1) Semnul minus din relații se referă la angrenaje cu dantură interioară.

Calculul decurge în felul următor :

Pornind de la datele problemei : puterea P și viteza unghiulară la arborele motor ω_1, respectiv momentul de torsiune M_t sau forța periferică F_t; raportul de transmitere i și condițiile de funcționare și exploatare, se admite tipul angrenajului (cu dinți drepți, înclinați sau în V).

În funcție de durata de funcționare impusă angrenajului se calculează numărul de cicluri N_c sau, în cazul unor încărcări nestaționare, numărul echivalent de cicluri N_e. Se determină apoi coeficeinții de durabilitate K_c și K_{cl}, coeficientul dinamic K_d, rezistențele admisibile la rupere prin oboseală σ_a și la ciupire σ_{ak}, coeficientul de lățime ψ_A și coeficientul de repartizare a sarcinii pe dinte K_r

Cu aceste date se calculează numărul critic de dinți z_{cr}. De observat că z_{cr} se calculează pentru un angrenaj zero sau zero deplasat. Prin deplasarea profilului, numărul critic de dinți se modifică în general puțin (v. fig. 11.34). Pe de altă parte, z_{cr} este o mărime de calcul informativă, așa că determinarea ei cu mare precizie nu prezintă în general interes.

În funcție de z_{cr} calculat se alege z_1 și z_2 și în funcție de aceștia și de condițiile de funcționare, deplasările specifice de profil ξ_1 și ξ_2. Avînd aceste date, calculul decurge conform tabelului 12.1, alegîndu-se coeficientul de formă și calculîndu-se distanța între axe pe baza solicitării hotărîtoare, în funcție de valoarea lui z_1 în raport cu z_{cr}.

În cazul cînd se cunosc dimensiunile angrenajului se calculează tensiunile efective care se compară cu rezistențele admisibile. Dacă tensiunile efective sînt mai mari decît rezistențele admisibile se poate calcula durabiltatea angrenajului cu relația :

$$N_c = N_b \left(\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_k}\right)^6, \qquad (12.30)$$

unde $N_b = 10^7$ sau $5 \cdot 10^7$ — oțeluri avînd HB > 350 (v. § 11.2.5.).

Pentru rezistența la rupere prin oboseală :

$$N_c = N_b \left(\frac{\sigma_a}{\sigma}\right)^9, \qquad (12.31)$$

unde $N_b = 10^7$ (v. § 11.2.4).

Se poate recomanda ca inițial să se execute o dimensionare aproximativă, calculîndu-se A_0, fără a se ține seama de deplasarea de profil. Valoarea obținută se rotunjește la mărimea standardizată imediat superioară. Cu valoarea A_{STAS} se calculează modulul și cu acesta se efectuează calculul geometric, modificîndu-se astfel numărele de dinți și deplasările specifice, încît să se mențină distanța dintre axe standardizată. Capacitatea portantă a angrenajului obținut datorită introducerii deplasărilor de profil fiind superioară celei calculate inițial, se recalculează lățimea B a roților, ținîndu-se seama la alegerea relației de calcul de z_{cr}.

D. ANGRENAJE CONCURENTE

13. ANGRENAJE CONICE

13.1. INTRODUCERE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Angrenajele conice servesc la transmiterea mişcării între arbori cu axe concurente. Unghiul între axe δ_A poate avea orice valoare; de obicei însă acest unghi este drept (fig. 13.1).

Angrenajele conice se folosec numai atunci cînd construcţia maşinii impune utilizarea lor, deoarece tehnologia lor de execuţie este mai scumpă,

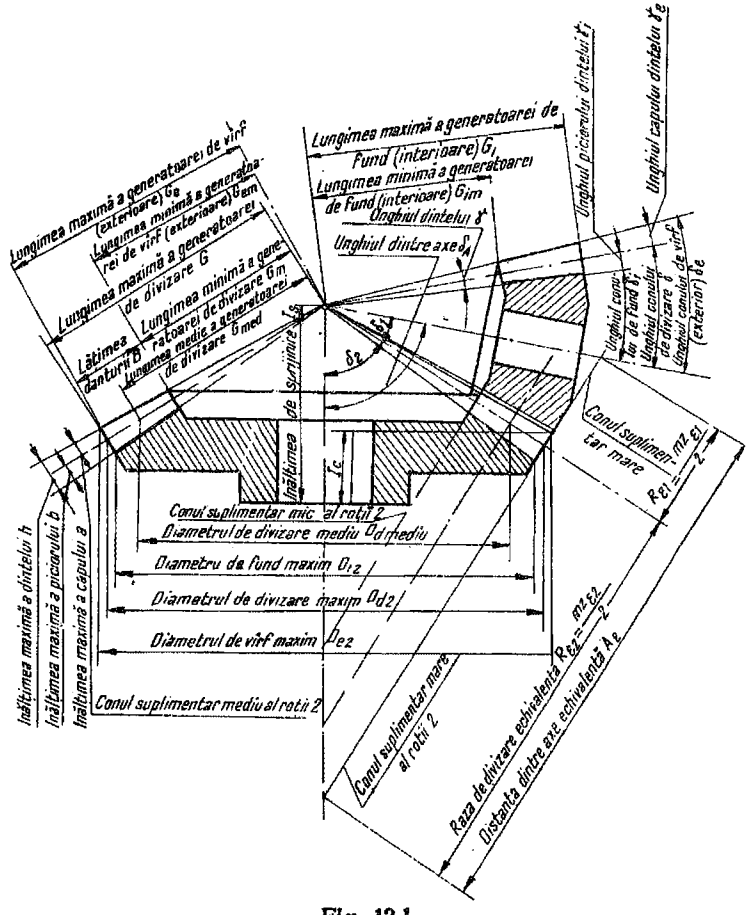


Fig. 13.1.

necesitînd mașini-unelte și scule speciale, și cum de obicei cel puțin o roată este în consolă, condițiile de lucru ale dinților sînt mult înrăutățite. In transmisiile cu mai multe trepte cînd se impune utilizarea unui angrenaj conic, acesta se folosește întotdeauna la prima treaptă de turație (sarcini mai mici pe dinți).

Angrenajele conice se pot clasifica din mai multe puncte de vedere (tabelul 13.1).

Roțile conice cu dinții în arc de cerc pot avea înălțime variabilă sau constantă (fig. 13.2). Roțile cu dantură paloidă, eloidă și în spirală Arhimede au dinții cu înălțime constantă.

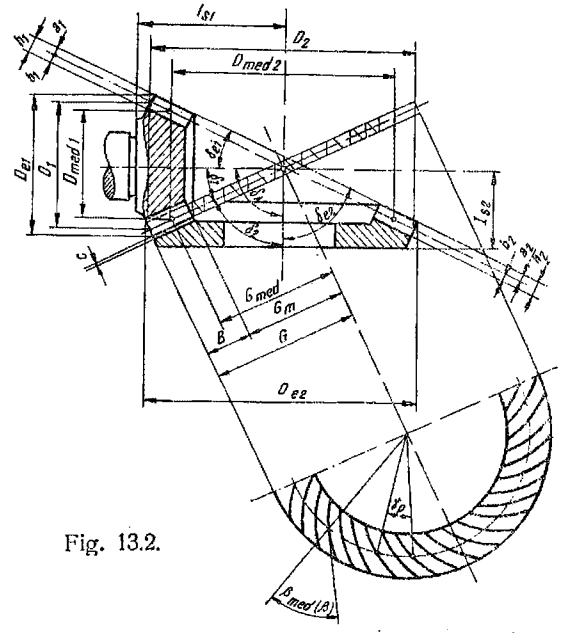


Fig. 13.2.

Roțile conice cu dinți drepți se folosesc la viteze periferice reduse ($v \leqslant 3$ m/s), cînd unele abateri ale pasului sau profilului nu produc încărcări dinamice mari și zgomot.

Tabelul 13.1

Clasificarea angrenajelor conice

- Angrenaje conice
  - După unghiul dintre axe
    - $\delta_A < 90°$
    - $\delta_A = 90°$
    - $\delta_A > 90°$
  - După forma și direcția dinților
    - drepți
    - înclinați
    - curbi
      - arc de cerc (Gleason)
      - arc de epicicloidă alungită (Spiromatic)
      - arc de evolventă (Klingelnberg)
      - arc de spirală (Fiat)
  - După înălțime
    - constantă
    - variabilă
  - După jocul la fund
    - constant
    - variabil
  - După sensul de rotire
    - exterioare ($\delta_1 < 90°$; $\delta_2 < 90°$)
    - interioare ($\delta_1 < 90°$; $\delta_2 > 90°$)
    - cu roată plană ($\delta_1 < 90°$; $\delta_2 = 90°$)

Roțile conice cu dinți înclinați (tangențiali) pot lucra la viteze periferice pînă la 12 m/s.

Roțile conice cu dinți curbi se recomandă să se utilizeze în domeniul de viteze 3 m/s $< v <$ 40 m/s. Pentru viteze mai mari, dinții se rectifică, în care caz sînt de preferat roțile conice cu dinți în arc de cerc.

După jocul la fund, roțile conice pot fi cu joc la fund variabil (fig. 13.3) sau cu joc la fund constant (fig. 13.4).

Jocul la fund variabil este o soluție mai veche, prezentînd neajunsul că jocul scade spre vîrful conului, ceea ce poate produce înțepeniri. În afară de aceasta, raza de racordare a dintelui trebuie aleasă în funcție de jocul minim, ceea ce reduce capacitatea portantă a dintelui la rupere prin oboseală.

13.2. ELEMENTE DE GEOMETRIE ȘI CINEMATICĂ

Calculul geometric al angrenajelor conice se execută pe baza mărimilor normalizate ale roții plane de referință (STAS 6844-63).

Mărimile normalizate ale roții plane de referință sînt aceleași ca și la roțile cilindrice.

Elementele roții plane ale roților conice cu dinți curbi depind de forma dintelui și tehnologia de fabricație.

Parametrii angrenajului conic sînt: modulul — $m(m_f)$; numerele de dinți — z_1, z_2 sau i; deplasările de profil — ξ_1 și ξ_2; lungimea dintelui B; unghiul dintre axe — δ_A; înclinarea β și forma dinților (la roți cu dinți înclinați și curbi). Acești parametri se aleg pe baza condițiilor de rezistență și a unor condiții geometrice sau funcționale (evitarea interferenței și a ascuțirii, grad de acoperire, zgomot redus etc.).

Nu se utilizează angrenaje conice deplasate, ci numai zero deplasate, $\xi_1 = -\xi_2$. Se recomandă utilizarea angrenajelor conice zero deplasate atunci cînd $i \neq 1$. La angrenajele conice se pot utiliza și deplasări de profil tangențiale care au ca efect mărirea grosimii dintelui pinionului pe seama grosimii dintelui roții conduse. În lucrarea [25] se indică valori recomandate pentru deplasările specifice radiale și tangențiale.

La roțile dințate conice se standardizează modulul corespunzător diametrului de divizare maxim al roții; la roțile conice cu dinți înclinați se standardizează de obicei modulul frontal maxim m_f. La roțile conice cu dinți curbi standardizarea modulului nu prezintă un interes deosebit, deoarece metodele de tăiere ale dinților permit realizarea de roți dințate cu diferite module cu aceeași sculă (în anumite limite).

Raportul de transmitere într-un angrenaj conic este (fig. 13.1):

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}. \tag{13.1}$$

În cazul angrenajelor la care $\delta_A = \frac{\pi}{2}$ relația (13.1) devine:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{cotg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2. \tag{13.2}$$

În cazul angrenajelor conice la care $\delta_A < \frac{\pi}{2}$:

$$i = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\sin (\delta_A - \delta_1)}{\sin \delta_1} = \sin \delta_A \operatorname{ctg} \delta_1 - \cos \delta_A ; \tag{13.3}$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \delta_A}{i + \cos \delta_A} . \tag{13.4}$$

La angrenajele conice la care $\delta_A > \frac{\pi}{2}$:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin (\pi - \delta_A)}{i - \cos (\pi - \delta_A)} . \tag{13.5}$$

Unghiurile δ_1 și δ_2, la angrenajele avînd $\delta_A = \frac{\pi}{2}$ se pot exprima în funcție de raportul de transmitere cu relațiile:

$$\cos \delta_1 = \frac{i}{\sqrt{i^2+1}} = \sin \delta_2 ; \quad \cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{i^2+1}} = \sin \delta_1 . \tag{13.6}$$

Jocul la fund la angrenajele conice. Unghiurile capului γ_e și piciorului dintelui γ_f se calculează cu relațiile (fig. 13.3):

$$\operatorname{tg} \gamma_e = \frac{a}{G} ; \quad \operatorname{tg} \gamma_f = \frac{b}{G} , \tag{13.7}$$

unde:

a este înălțimea capului, iar b, a piciorului dintelui.

G — lungimea generatoarei de divizare.

În cazul jocului la fund constant (vîrful dintelui unei roți este paralel cu fundul dintelui roții conjugate), unghiurile γ_{e1} și γ_{e2} sînt respectiv (fig. 13.4):

$$\gamma_{e1} = \gamma_{f2} ; \quad \gamma_{e2} = \gamma_{f1} . \tag{13.8}$$

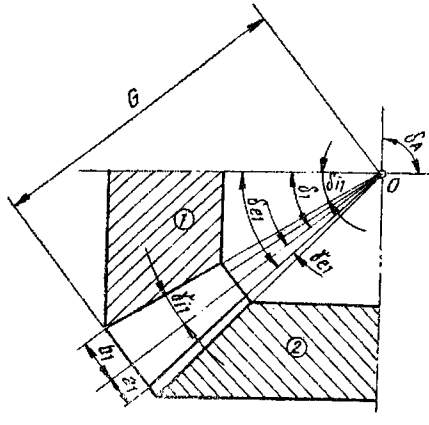


Fig. 13.3.

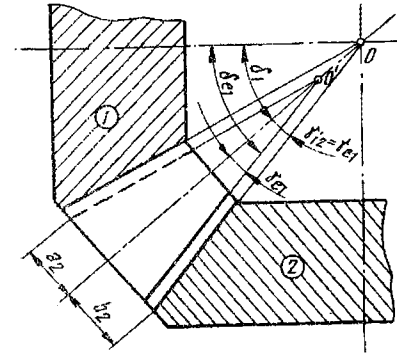


Fig. 13.4.

Unghiurile conurilor de vîrf și de fund sînt respectiv

$$\delta_{e1}=\delta_1+\gamma_{e1}\,;\quad \delta_{e2}=\delta_2+\gamma_{e2}\,; \tag{13.9}$$

$$\delta_{i1}=\delta_1-\delta_{i1}\,;\quad \delta_{i2}=\delta_2-\gamma_{i2}\,. \tag{13.10}$$

În cazul angrenajelor conice la care înălțimea dintelui este constantă (fig. 13.2):

$$\delta_{e1}=\delta_{i1}=\delta_1\,;\quad \delta_{e2}=\delta_{i2}=\delta_2\,. \tag{12.11}$$

13.3. CALCULUL ANGRENAJELOR CONICE

13.3.1. **Angrenajul cilindric echivalent angrenajului conic** (fig. 13.5). Relațiile determinate pentru angrenajele cilindrice pot fi utilizate și pentru calculul angrenajelor conice dacă se înlocuiesc roțile conice prin roți cilindrice echivalente [7]. Angrenajul echivalent trebuie să îndeplinească următoarele condiții de echivalare :

a) modulul egal cu cel al conului suplimentar mediu ;

b) înălțimea dintelui egală cu cea a conului suplimentar mediu ;

c) razele egale cu generatoarele conurilor suplimentare medii ;

d) forțele la angrenajul înlocuitor (echivalent) egale cu cele ale angrenajului real ;

e) viteza periferică echivalentă egală cu cea reală ;

f) se consideră dintele în secțiunea cilindrică de formă dreptunghiulară (în loc de forma reală trapezoidală).

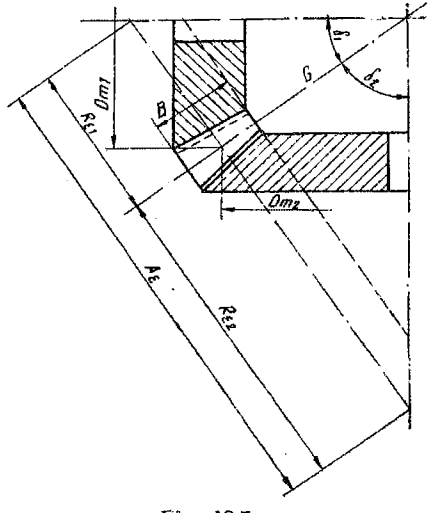


Fig. 13.5.

Razele medii ale roților se obțin scriind proporția (fig. 13.5):

$$\frac{R}{G}=\frac{R_m}{G-\dfrac{B}{2}}$$

sau

$$R_m=R\left(1-0{,}5\,\frac{B}{G}\right). \tag{13.12}$$

Notînd $\psi_G=\dfrac{B}{G}$ relația (13.12) devine :

$$R_m=R\,(1-0{,}5\,\psi_G). \tag{13.13}$$

Razele echivalente ale roților conice sînt :

$$R_{e1}=\frac{R_{m1}}{\cos\delta_1}\,;\quad R_{e2}=\frac{R_{m2}}{\cos\delta_2}\,.$$

În cazul angrenajelor la care $\delta_A = 90°$,

$$R_{e1} = R_{m1}\frac{\sqrt{i^2+1}}{i}; \quad R_{e2} = R_{m2}\sqrt{i^2+1}, \tag{13.14}$$

sau :

$$\left.\begin{aligned} R_{e1} &= R_1(1-0{,}5\psi_G)\frac{\sqrt{i^2+1}}{i}; \\ R_{e2} &= R_2(1-0{,}5\psi_G)\sqrt{i^2+1}. \end{aligned}\right\} \tag{13.15}$$

Numărul echivalent de dinți este :

$$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1}; \quad z_{e2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2},$$

sau pentru $\delta_A = 90°$:

$$z_{e1} = z_1\frac{\sqrt{i^2+1}}{i}; \quad z_{e2} = z_2\sqrt{i^2+1}. \tag{13.16}$$

Raportul de transmitere echivalent este :

$$i_e = \frac{z_{e2}}{z_{e1}} = i\frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2} = \frac{\operatorname{tg}\delta_2}{\operatorname{tg}\delta_1}. \tag{13.17}$$

Pentru $\delta_A = 90°$; $\quad i_e = i\operatorname{cotg}\delta_1 = i^2$. (13.18)

Modulul echivalent este :

$$m_e = \frac{R_{e1}}{z_{e1}} = \frac{R_{m1}}{z_1} = m(1-0{,}5\psi_G). \tag{13.19}$$

Distanța echivalentă între axe :

$$A_e = R_{e1} + R_{e2}, \tag{13.20}$$

sau (fig. 13.5),

$$R_{e1} = (G-0{,}5B)\operatorname{tg}\delta_1; \quad R_{e2} = (G-0{,}5B)\operatorname{tg}\delta_2, \tag{13.21}$$

care pentru $\delta_A = 90°$ devine :

$$R_{e1} = (G-0{,}5)\frac{1}{i}; \quad R_{e2} = (G-0{,}5B)\,i; \tag{13.22}$$

$$A_e = (G-0{,}5B)\frac{i^2+1}{i}. \tag{13.23}$$

Momentul echivalent rezultă din condiția ca forțele tangențiale la cele două angrenaje (real și echivalent) să fie egale :

$$F_t = \frac{M_{t1}}{R_1} = \frac{M_{e1}}{R_{e1}}, \tag{13.24}$$

de unde

$$M_{s1} = \frac{R_{s1}}{R_1} M_{t1} = \frac{M_{t1}}{\cos \delta_1}. \tag{13.25}$$

Pentru $\delta_A = 90°$ rezultă :

$$M_{s1} = M_{t1} \frac{\sqrt{i^2+1}}{i}. \tag{13.26}$$

In mod similar se poate scrie :

$$\left(\frac{P}{\omega_1}\right)_s = \left(\frac{P}{\omega_1}\right) \frac{\sqrt{i^2+1}}{i}. \tag{13.27}$$

13.3.2. **Forţele în angrenajul conic.**

a) *Forţele în angrenajul conic cu dinţi drepţi* (fig. 13.6). Spre deosebire de angrenajul cilindric, în angrenajul conic forţa radială F'_r nu este perpendiculară pe axa roţii, ci înclinată faţă de aceasta. De aceea, în angrenajul conic apar forţe axiale, chiar în cel cu dinţi drepţi.

Forţa tangenţială F_t se determină ca şi în cazul angrenajelor cilindrice, considerînd însă planul mediu al roţii :

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{D_{m1}} = \frac{2M_{t1}}{D_1(1-0{,}5\psi_G)}. \tag{13.28}$$

Forţa radială este :

$$F'_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_0. \tag{13.29}$$

Forţa radială se descompune în două componente (pentru $\delta_A = 90°$):

$$F_{r1} = F'_r \cos \delta_1 = F_{ax2}; \tag{13.30}$$

$$F_{ax1} = F'_r \sin \delta_1 = F_{r2}, \tag{13.31}$$

sau :

$$F_{r1} = F_{ax2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_0 \cos \delta_1; \tag{13.32}$$

$$F_{ax1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_0 \sin \delta_1. \tag{13.33}$$

Cu alte cuvinte, la angrenajul conic avînd axele concurente la 90°, forţa radială la o roată devine forţă axială la roata conjugată şi invers.

b) Forţele în angrenajul conic cu dinţi înclinaţi şi curbi (fig. 13.7).

In acest caz apare în plus o componentă axială datorită înclinării sau curburii dinţilor. Şi aici se consideră forţele într-un plan mijlociu, aşa că în calcul se introduce, în cazul roţilor conice cu dinţi curbi, unghiul β_m corespunzător planului mediu.

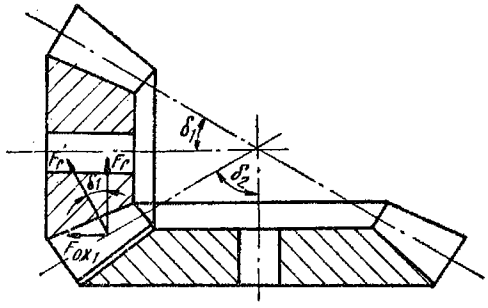


Fig. 13.6.

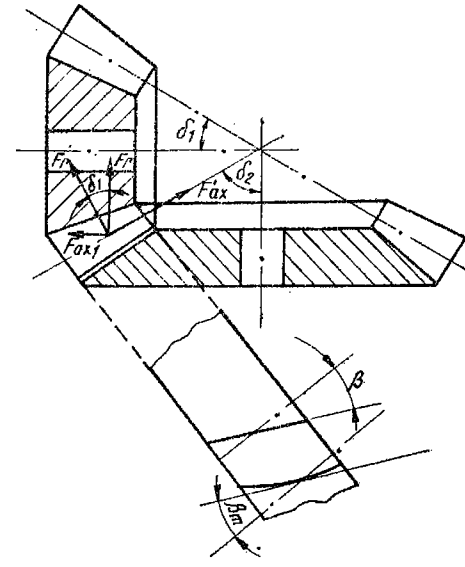


Fig. 13.7.

Proiectînd forțele F_r' și F_{ax}' pe cele două direcții perpendiculare se obține:

$$F_{r1} = F_r' \cos \delta_1 \pm F_{ax}' \sin \delta_1 ; \tag{13.34}$$

$$F_{ax1} = F_r' \sin \delta_1 \mp F_{ax} \cos \delta_1 . \tag{13.35}$$

Semnul plus sau minus se ia în funcție de sensul forței axiale F_{ax}, și anume dacă sensul înclinării dinților coincide cu sensul de rotație al roții motoare (privită dinspre diametrul maxim), atunci se introduce semnul plus. În caz contrar se introduce semnul minus.

Forța axială F_{ax}' se calculează cu relația (12.7), ținînd seama că nu se utilizează decît angrenaje conice zero sau zero deplasate:

$$F_{ax}' = F_t \operatorname{tg} \beta_m . \tag{13.36}$$

Forța F_r' este:

$$F_r' = F_t \operatorname{tg} \alpha_{0f} . \tag{13.37}$$

Ca urmare, relațiile (13.34) și (13.35) devin:

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_{0f} \cos \delta_1 \pm F_t \operatorname{tg} \beta_m \sin \delta_1 = F_{ax2} ; \tag{13.38}$$

$$F_{ax1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_{0f} \sin \delta_1 \mp F_t \operatorname{tg} \beta_m \cos \delta_1 = F_{r2} . \tag{13.39}$$

Cu aceste forțe se calculează angrenajul, arborii și lagărele sale.

Se recomandă a se alege astfel sensul înclinării dinților încît forța axială rezultantă să lucreze dinspre vîrful conului, ceea ce evită pericolul înțepenirii dinților.

13.3.3. **Calculul dinților la rupere prin oboseală.** Prin înlocuirea mărimilor echivalente determinate mai sus, în relațiile de calcul ale roților cilindrice se obțin relații de calcul pentru angrenajele conice [relația (11.17)].

$$\sigma = \frac{6{,}8 \cdot 10^5 K}{m_e^2 z_{e1} B y_c} \left(\frac{P}{\omega_1}\right)_e$$

$$\sigma = \frac{6{,}8 \cdot 10^5 KP \sqrt{i^2+1} \cdot i}{i\omega_1 m^2 (1-0{,}5\psi_G)^2 z_1 \sqrt{i^2+1} \cdot B y_c},$$

$$\left.\begin{aligned} \sigma &= \frac{6{,}8 \cdot 10^5 KP}{\omega_1 m^2 (1-0{,}5\psi_G)^2 z_1 B y_c} \ [\mathrm{N/mm^2}]; \\ \sigma &= \frac{6{,}6 \cdot 10^5 KP}{n_1 m^2 (1-0{,}5\psi_G)^2 z_1 B y_c} \ [\mathrm{kgf/mm^2}]. \end{aligned}\right\} \qquad (13.40)$$

Relația de dimensionare se obține înlocuind valorile lui m în funcție de lungimea generatoarei de divizare $\left(\text{pentru } \delta_A = \frac{\pi}{2} \text{ fig. } 13.1\right)$:

$$G = \frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{m z_1}{2} \sqrt{i^2+1},$$

de unde:

$$m = \frac{2G}{z_1 \sqrt{i^2+2}}, \qquad (13.41)$$

$$\sigma = \frac{6{,}8 \cdot 10^5 KP z_1^2 (i^2+1)}{\omega_1 4G^2 (1-0{,}5\psi_G)^2 z_1 \psi_G G y_c}.$$

Lungimea generatoarei rezultă:

$$\left.\begin{aligned} &\text{în sistemul SI: } G = 55{,}5 \sqrt[3]{\frac{KP(i^2+1)z_1}{\psi_G (1-0{,}5\psi_G)^2 \omega_1 y_c \sigma_a}} \ [\mathrm{mm}]; \\ &\text{în sistemul MKfS: } G = 54{,}5 \sqrt[3]{\frac{KP(i^2+1)z_1}{\psi_G (1-0{,}5\psi_G)^2 n_1 y_c \sigma_a}} \ [\mathrm{mm}]. \end{aligned}\right\} \qquad (13.42)$$

Pentru a evita obținerea de dinți prea lungi și prea subțiați la capăt se limitează $\psi_G < 0{,}3$.

Numărul de dinți ai pinionului se poate admite pe bază de considerente constructive sau se alege în funcție de z_{cr} (v. § 11.2.11).

Calculul de dimensionare se efectuează pentru generatoarea de divizare G, întrucît aceasta, ca și distanța între axe la angrenajul cilindric, reprezintă o mărime ce caracterizează gabaritul angrenajului.

Coeficientul de formă y_c se ia din figura 11.29 în funcție de numărul echivalent de dinți z_e (13.16). La roțile dințate conice cu dinți înclinați și curbi, coeficientul de formă se ia în funcție de z_e calculat cu relațiile :

$$z_{e1}=\frac{z_1}{\cos\delta_1\cos^3\beta_m};\quad z_{e2}=\frac{z_2}{\cos\delta_2\cos^3\beta_m}. \tag{13.43}$$

Rezistențele admisibile pentru roțile conice se iau la fel ca și pentru roțile cilindrice (v. § 11.2.4).

Deplasările specifice se aleg conform indicațiilor din literatura de specialitate [17], [25].

Coeficienții de repartiție a sarcinii pe dinte K_r și dinamici K_d se iau din figura 11.25, respectiv tabelul 11.3.

13.3.4. **Calculul angrenajelor conice la ciupire.** Pentru stabilirea relațiilor de calcul se procedează de asemenea la înlocuirea în relațiile de calcul ale angrenajelor cilindrice a unor mărimi de calcul prin mărimi echivalente [relația (11.27)]:

$$\sigma_k=\frac{3{,}4\cdot10^5}{A_e}\sqrt{\frac{K(i_e+1)^3}{Bi_e}\left(\frac{P}{\omega_1}\right)_e}$$

$$\sigma_k=\frac{3{,}4\cdot10^5}{(G-0{,}5B)\frac{(i^2+1)}{i}}\sqrt{\frac{KP\sqrt{i^2+1}\,(i^2+1)^3}{i\omega_1Bi^2}},$$

$$\left.\begin{aligned}\sigma_k&=\frac{3{,}4\cdot10^5}{G(1-0{,}5\phi_G)}\sqrt{\frac{KP(i^2+1)^{3/2}}{iB\omega_1}}\quad[\mathrm{N/mm^2}];\\ \sigma_k&=\frac{1{,}1\cdot10^5}{G(1-0{,}5\phi_G)}\sqrt{\frac{KP(i^2+1)^{3/2}}{iBn_1}}\quad[\mathrm{kgf/mm^2}].\end{aligned}\right\} \tag{13.44}$$

Pentru a obține o relație de dimensionare, se ridică la pătrat relația (13.43) și se înlocuiește $B=\psi_G G$:

$$\sigma_k^2=\frac{3{,}4^2\cdot10^{10}}{G^2(1-0{,}5\phi_G)^2}\cdot\frac{KP(i^2+1)^{3/2}}{i\phi_G G\omega_1}.$$

Lungimea generatoarei rezultă :

$$\left.\begin{aligned}&\text{în sistemul SI : } G=100\sqrt{i^2+1}\sqrt[3]{\left(\frac{340}{\sigma_{ak}}\right)^2\frac{KP}{i\omega_1\phi_G(1-0{,}5\phi_G)^2}}\quad[\mathrm{mm}];\\ &\text{în sistemul MKfS : } G=10\sqrt{i^2+1}\sqrt[3]{\left(\frac{3\,480}{\sigma_{ak}}\right)^2\frac{KP}{in_1\phi_G(1-0{,}5\phi_G)^2}}\quad[\mathrm{mm}].\end{aligned}\right\} \tag{13.45}$$

La dimensionarea angrenajelor conice cu dinți înclinați și curbi se introduce la numitor un coeficient ν_β care ține seama de înclinarea dintelui :

$$\nu_\beta = 0{,}114\sqrt{200+\beta_0}.$$

Pentru dinți drepți, $\nu_\beta = 1$; pentru dinți zerol, $\nu_\beta = 1{,}2$.

Numărul critic de dinți la angrenajele conice se calculează la fel ca la angrenajele cilindrice, obținîndu-se :

$$\left.\begin{aligned} &\text{în sistemul SI : } \frac{z_{1cr}}{y_{c1}} = 6{,}8\cdot 10^5 \frac{\sqrt{i^2+1}}{i}\frac{\sigma_a}{\sigma_{ak}^2}\cos^3\beta_m ; \\ &\text{în sistemul MKfS : } \frac{z_{1cr}}{y_{c1}} = 6{,}8\cdot 10^4 \frac{\sqrt{i^2+1}}{i}\frac{\sigma_a}{\sigma_{ak}^2}\cos^3\beta_m . \end{aligned}\right\} \quad (13.46)$$

Calculul la gripare, strivire și rupere prin suprasarcini, cît și calculul randamentului se calculează cu relațiile pentru angrenajele cilindrice, ținîndu-se seama, unde este cazul de mărimile echivalente.

E. ANGRENAJE ÎNCRUCIȘATE

14. ANGRENAJE ELICOIDALE

14.1. INTRODUCERE. ELEMENTE DE GEOMETRIE ȘI CINEMATICA

Angrenajul elicoidal este un angrenaj cilindric încrucișat, avînd de obicei unghiul de încrucișare $\delta_A = 90°$ (fig. 11.8). Datorită unghiului de încrucișare dintre axe apare o viteză de alunecare de-a lungul dinților. Aceasta are ca urmare pericolul de încălzire și gripare și randamente relativ scăzute.

Angrenajele elicoidale prezintă avantajul posibilității deplasării axiale a roților, fără ca această să influențeze cinematica angrenării, ceea ce ușurează montajul.

Contactul între dinți se produce într-un punct, lucru ce prezintă dezavantaje din punctul de vedere al solicitării de contact, în schimb prezintă avantaje în ceea ce privește precizia de paralelism între axe.

Din cauza alunecării de-a lungul dinților, pentru executarea roților dințate din angrenajele elicoidale se utilizează cu precădere împerechieri de materiale cu proprietăți de antifricțiune ca : oțel călit pe oțel călit ; oțel călit sau îmbunătățit pe bronz, pe fontă perlitică sau pe materiale plastice ; fontă pe fontă sau pe materiale plastice etc.

Din același motiv se impune o ungere cu lubrifianți activați, pentru evitarea gripării.

Distanța dintre axe se consideră lungimea normalei comune la axele celor două roți având :

$$A=\frac{1}{2}(D_{d1}+D_{d2})=\frac{m_n z_1}{2}\left(\frac{1}{\cos\beta_{01}}+\frac{i}{\cos\beta_{02}}\right). \tag{14.1}$$

Atunci cînd trebuie proiectat un angrenaj la care se impune distanța dintre axe se pornește de la relația (14.1):

$$A=\frac{D_{d1}}{2}\left(1+\frac{D_{d2}}{D_{d1}}\right)^2.$$

Deoarece :

$$\frac{D_{d2}}{D_{d1}}=\frac{m_n z_2}{\cos\beta_{02}}\,\frac{\cos\beta_{01}}{m_n z_1}=i\,\frac{\cos\beta_{01}}{\cos\beta_{02}},$$

rezultă :

$$A=\frac{D_{d1}}{2}\left(1+i\frac{\cos\beta_{01}}{\cos\beta_{02}}\right)=\frac{D_{d1}}{2}\left[1+i\,\frac{\cos(\delta_A-\beta_{02})}{\cos\beta_{02}}\right],$$

sau

$$A=\frac{D_{d1}}{2}[1+i(\cos\delta_A+\sin\delta_A\operatorname{tg}\beta_{02}].$$

Ca urmare :

$$\operatorname{tg}\beta_{02}=\left(\frac{2A}{D_{d1}}-1\right)\frac{1}{i\sin\delta_A}-\operatorname{cotg}\delta_A, \tag{14.2}$$

care pentru $\delta_A=90°$ devine :

$$\operatorname{tg}\beta_{02}=\left(\frac{2A}{D_{d1}}-1\right)\frac{1}{i}. \tag{14.3}$$

Se recomandă să se aleagă unghiul β_{01} în funcție de i astfel :

$$i>1\ :\ \beta_{01}\approx 60\ldots 70°;$$

$$i=1\ :\ \beta_{01}\approx 40\ldots 50°;$$

$$i<1\ :\ \beta_{01}\approx 20\ldots 30°.$$

14.2. CALCULUL ANGRENAJULUI ELICOIDAL

14.2.1. Forțele din angrenajul elicoidal au următoarele valori (fig. 14.1) :

$$F_n=Q\cos\alpha_{rn};\quad F_x=F_n\sin\beta_{01};\quad F_y=F_n\cos\beta_{01}. \tag{14.4}$$

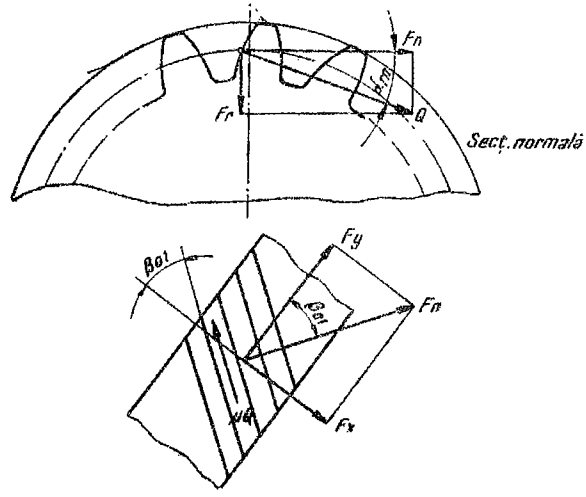


Fig. 14.1.

Forțele corespunzătoare roții motoare :

$$F_{t1} = F_y + \mu Q \sin \beta_{01} = F_n \cos \beta_{01} + \mu Q \sin \beta_{01} ;$$

$$F_{ax1} = F_x - \mu Q \cos \beta_{01} = F_n \sin \beta_{01} - \mu Q \cos \beta_{01} ;$$

$$F_{t1} = Q (\cos \alpha_{rn} \cos \beta_{01} + \mu \sin \beta_{01}) = Q \frac{\cos \alpha_{rn}}{\cos \varphi} \cos (\beta_{01} - \varphi') ; \qquad (14.5)$$

$$F_{ax1} = Q (\cos \alpha_{rn} \sin \beta_{01} - \mu \cos \beta_{01}) = Q \frac{\cos \alpha_{rn}}{\cos \varphi} \sin (\beta_{01} - \varphi') ; \qquad (14.6)$$

unde s-a luat :

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_{rn}} .$$

$$F_{r1} = F_{r2} = Q \sin \alpha_{rn} . \qquad (14.7)$$

Cele corespunzătoare roții conduse :

$$F_{t2} = Q \frac{\cos \alpha_{rn}}{\cos \varphi} \cos (\beta_{02} + \varphi') ; \qquad (14.8)$$

$$F_{ax2} = Q \frac{\cos \alpha_{rn}}{\cos \varphi} \sin (\beta_{02} + \varphi') . \qquad (14.9)$$

Luînd $\alpha_{rn} = \alpha_{0n}$, relațiile de mai sus devin (admițînd $\cos\varphi \approx 1$):

$$Q = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_{0n} \cos (\beta_{01} - \varphi')} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_{0n} \cos (\beta_{02} + \varphi')} , \qquad (14.10)$$

sau :

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{\cos(\beta_{01} \mp \varphi')}{\cos(\beta_{02} + \varphi')}; \tag{14.11}$$

$$F_{ax1} = Q \cos \alpha_{0n} \sin(\beta_{01} - \varphi') = F_{t1} \operatorname{tg}(\beta_{01} - \varphi'); \tag{14.12}$$

$$F_{ax2} = Q \cos \alpha_{0n} \sin(\beta_{02} + \varphi') = F_{t2} \operatorname{tg}(\beta_{02} + \varphi') = F_{t1} \frac{\sin(\beta_{02} + \varphi')}{\cos(\beta_{01} - \varphi')}; \tag{14.13}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = Q \sin \alpha_{0n} = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos(\beta_{01} - \varphi')}. \tag{14.14}$$

14.2.2. Randamentul angrenajului elicoidal. Datorită alunecării de-a lungul dinților, pierderile în angrenajele elicoidale sînt importante și randamentul lor este destul de scăzut.

Pierderea totală dintr-un angrenaj elicoidal se poate exprima sub forma :

$$P_p = P_{pa} + P_{pu} + P_{pl} \tag{14.15}$$

unde :

P_{pa} este puterea pierdută în angrenaj ;
P_{pu} — puterea pierdută datorită frecării cu uleiul din baie ;
P_{pl} — puterea pierdută în lagăre.

Randamentul este (pentru roata 1 motoare):

$$= \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_p} = \frac{P_1 - P_p}{P_1}. \tag{14.16}$$

Pierderea de energie în angrenaj datorindu-se în principal frecării de alunecare de-a lungul dinților, puterea pierdută P_{pa} se poate exprima sub forma :

$$P_{pa} = \frac{\mu Q v_{al}}{1\,000} \text{ [kW]}, \tag{14.17}$$

unde :

Q este forța normală pe dinți [N];
μ — coeficientul de frecare ;
v_{al} — viteza de alunecare [m/s].

Viteza de alunecare este dirijată de-a lungul dinților și are valoarea (fig. 14.2):

$$v_{al} = v_1 \frac{\sin \delta_A}{\cos \beta_{02}} = v_2 \frac{\sin \delta_A}{\cos \beta_{01}}. \tag{14.18}$$

În cazul cînd $\delta_A = 90°$;

$$v_{al} = \frac{v_1}{\cos \beta_{01}} = \frac{v_2}{\cos \beta_{01}}. \tag{14.19}$$

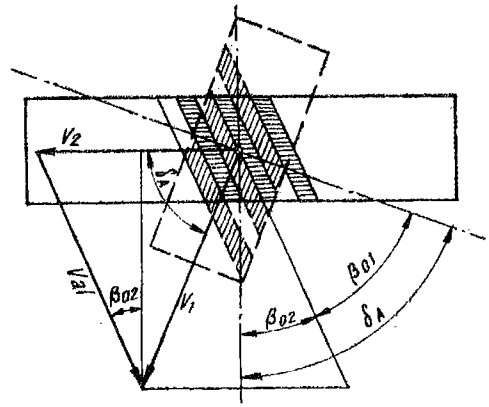


Fig. 14.2.

Randamentul datorit pierderilor din angrenaj este :

$$\eta_a = \frac{F_{t2}v_2}{F_{t1}v_1} = \frac{F_{t2}\cos\beta_{01}}{F_{t1}\cos\beta_{01}}. \tag{14.20}$$

Inlocuind în (14.20) relația (14.11) se obține :

$$\eta_a = \frac{\cos(\beta_{02}+\varphi')}{\cos(\beta_{01}-\varphi')}\,\frac{\cos\beta_{01}}{\cos\beta_{02}} = \frac{\cos\beta_{02}\cos\varphi'-\sin\beta_{02}\sin\varphi'}{\cos\beta_{01}\cos\varphi'+\sin\beta_{01}\sin\varphi'}\cdot\frac{\cos\beta_{01}}{\cos\beta_{02}}. \tag{14.21}$$

și admițînd $\cos\varphi'\approx 1$; $\sin\varphi'=\mu'$ rezultă :

$$\eta_a = \frac{1-\mu'\operatorname{tg}\beta_{02}}{1+\mu'\operatorname{tg}\beta_{01}}. \tag{14.22}$$

Pentru cazul $\delta_A=90°$, relația (14.21) devine :

$$\eta_a = \frac{\cos\beta_{02}\cos\varphi'-\sin\beta_{02}\sin\varphi'}{\sin\beta_{02}\cos\varphi'+\cos\beta_{02}\sin\varphi'}\cdot\frac{\sin\beta_{02}}{\cos\beta_{02}} = \frac{\cos(\beta_{02}+\varphi')}{\sin(\beta_{02}+\varphi')}\,\frac{\sin\beta_{02}}{\cos\beta_{02}},$$

sau

$$\eta_a = \frac{\operatorname{tg}\beta_{02}}{\operatorname{tg}(\beta_{02}+\varphi')}. \tag{14.23}$$

La unghiuri de încrucișare mici ($\delta_A < 50°$) viteza de alunecare de-a lungul dintelui scade (v_{al} scade cu δ_A) și viteza de alunecare pe înălțimea dintelui devine importantă. În acest caz, puterea pierdută prin frecarea dintre dinți se calculează cu relația :

$$P_{pa} = \frac{\mu Q v_O}{1\,000}\ [\text{kW}], \tag{14.24}$$

v_O fiind componenta vitezei de alunecare maximă pe înălțime v_f (de-a lungul flancului) și de-a lungul dintelui v_{al}.

14.2.3. **Calculul de rezistență al angrenajului elicoidal.** Angrenajul elicoidal se calculează la ciupire și gripare, principalele cauze de ieșire din uz ale acestui angrenaj.

Calculul angrenajului la ciupire se efectuează cu relația lui Hertz pentru contact punctiform [relația (1.9)]:

$$\sigma_k = 0{,}388 \sqrt[3]{\frac{QE^2}{\rho_n^2}}$$

unde:

Q este forța normală pe dinte;
E — modulul de elasticitate echivalent;
ρ_n — raza de curbură în planul normal la dinți.

Forța Q se poate calcula cu relația dedusă la angrenajul cilindric cu dinți înclinați (12.10):

$$Q = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 D_{d1} \cos \alpha_{0f} \cos \beta_{b1}}; \qquad (14.26)$$

$$\frac{1}{\rho_n} = \frac{1}{\rho_{n1}} \pm \frac{1}{\rho_{n2}}.$$

Razele de curbură găsindu-se în planul normal la dinte au valorile:

$$\rho_{n1} = \frac{D_{d1} \sin \alpha_{0n}}{2 \cos^2 \beta_{b1}} = \frac{D_{d1}}{2 \cos^2 \beta_{b1}} \cdot \sin \alpha_{0f} \cos \beta_{b1} = \frac{D_{d1} \sin \alpha_{0f}}{2 \cos \beta_{b1}}; \qquad (14.27)$$

$$\rho_{n2} = \frac{D_{d2} \sin \alpha_{0f}}{2 \cos \beta_{b2}},$$

$$\frac{1}{\rho_n} = \frac{2}{\sin \alpha_{0f}} \left(\frac{\cos \beta_{b1}}{D_{d1}} \pm \frac{\cos \beta_{b2}}{D_{d2}} \right). \qquad (14.28)$$

Înlocuind aceste valori în relația (14.25) se obține:

$$\sigma_k^3 = 0{,}388^3 \frac{2 \cdot 10^6 P_1 \cdot E^2 \cdot 4}{\omega_1 D_{d1} \cos \alpha_{0f} \cos \beta_{b1} \sin^2 \alpha_{0f}} \left(\frac{\cos \beta_{b1}}{D_{d1}} \pm \frac{\cos \beta_{b2}}{D_{d2}} \right)^2.$$

Efectuînd simplificările corespunzătoare rezultă:

$$\sigma_k = \frac{78}{D_{d1}} \sqrt[3]{\frac{P_1 E^2 \cos \beta_{02}^2}{\omega_1 \cos^2 \beta_{01} \cos \beta_{b1} \sin^2 \alpha_{0f} \cos \alpha_{0f}} \left(\frac{\cos \beta_{01} \cos \beta_{b1}}{\cos \beta_{02}} \pm \frac{\cos \beta_{b2}}{i} \right)^2} \qquad (14.29)$$

În locul relației (14.29) se poate utiliza o relație mai simplă:

$$K = \frac{\sigma_k^3}{E^2} = \frac{P_1}{13 \left(\frac{D_{d1}}{100} \right)^3 \omega_1 f_z} \leqslant K_a, \qquad (14.30)$$

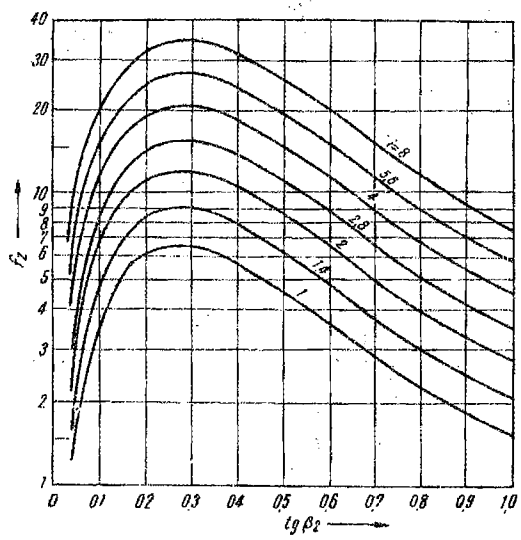


Fig. 14.3.

unde :

f_z este un coeficient ce depinde de β_{02} și i (fig. 14.3)

P_1 — puterea la arborele de intrare [kW];

$$K_a = \frac{2}{2+v_{al}} \cdot K_0 , \qquad (14.31)$$

K_0 — tabelul 14.1.

Verificarea la gripare se execută cu relația :

$$\sigma_k \cdot v_{al}^{0,25} \leqslant R_{gr} ,$$

rezistența la gripare R_{gr} depinzînd de material, duritate și condițiile de ungere ($R_{gr} = 1\,700 \ldots 2\,500$; σ_k— N/mm² ; v_{al}— m/s).

Tabelul 14.1

Valori informative pentru K_0 și E

Împerechere	K_0 [N/mm²]	E [N/mm²]
Oțel călit/oțel călit	$7{,}5 \cdot 10^{-2}$	$2{,}1 \cdot 10^5$
Oțel călit/bronz	$6{,}7 \cdot 10^{-2}$	$1{,}5 \cdot 10^5$
Oțel călit/fontă perlitică	$6 \cdot 10^{-2}$	$1{,}6 \cdot 10^5$
Oțel îmbunătățit/bronz	$5 \cdot 10^{-2}$	$1{,}45 \cdot 10^5$
Oțel îmbunătățit/fontă cenușie	$3{,}5 \cdot 10^{-2}$	$1{,}35 \cdot 10^5$
Fontă cenușie/fontă cenușie	$3{,}5 \cdot 10^{-2}$	$1{,}1 \cdot 10^5$

14.3. ANGRENAJE PSEUDOCONICE

Angrenajul pseudoconic (numit și angrenaj hipoid) este un angrenaj conic încrucișat (fig. 11.9). El prezintă următoarele avantaje :

a) mers liniștit (datorită alunecării) ;

b) posibilitatea montării ambelor roți între reazeme ;

c) posibilitatea deplasării axei pinionului în raport cu axa roții ;

d) montaj mai puțin pretențios (contact punctiform).

Dar el prezintă și o seamă de neajunsuri :

a) fiind un angrenaj încrucișat este inevitabilă alunecarea de-a lungul dinților, care are ca efect uzura, încălzirea și pericolul de gripare ;

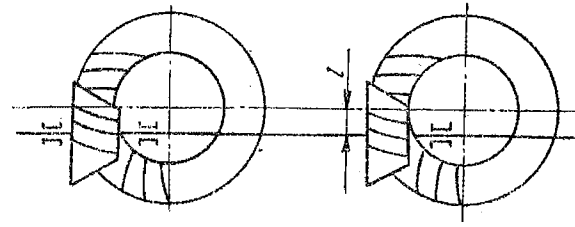
b) capacitate portantă mai scăzută datorită contactului punctiform.

Se poate recomanda utilizarea angrenajului pseudoconic atunci cînd este necesară coborîrea axei pinionului în raport cu axa roții, (de exemplu, la angrenajul pinion de atac — coroana diferențialului al punții din spate a autovehiculelor) ; atunci cînd de la un singur arbore motor trebuie antrenați simultan mai mulți arbori (fără a avea roți în consolă — fig. 14.4); cînd se cere angrenajului conic funcționarea silențioasă.

Pentru a limita încălzirea și a menține randamentul angrenajului la valori satisfăcătoare ($\eta \approx 0{,}94$), distanța între axe se limitează la $A \leqslant 0{,}2 D_{d2}$; D_{2d} fiind diametrul de divizare al roții conduse.

Alunecarea suplimentară de-a lungul dinților impune o ungere cu lubrifianți activați, evitîndu-se astfel griparea. Flancurile dinților roților executate din oțel trebuie călite.

Fig. 14.4.



Calculul de rezistență al angrenajelor pseudoconice se execută momentan cu relațiile de calcul ale angrenajelor conice (§ 13.3.3 și § 13.3.4). Ținînd seama de faptul că dinții sînt curbi, acest calcul este acoperitor.

15. ANGRENAJE MELCATE

15.1. INTRODUCERE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Angrenajul melcat este un angrenaj încrucișat format dintr-un melc și o roată melcată (fig. 15.1).

Melcul este o roată dințată cu dinți înclinați cu un număr mic de dinți, ceea ce este posibil întrucît cu creșterea unghiului de înclinare, scade limita de interferență.

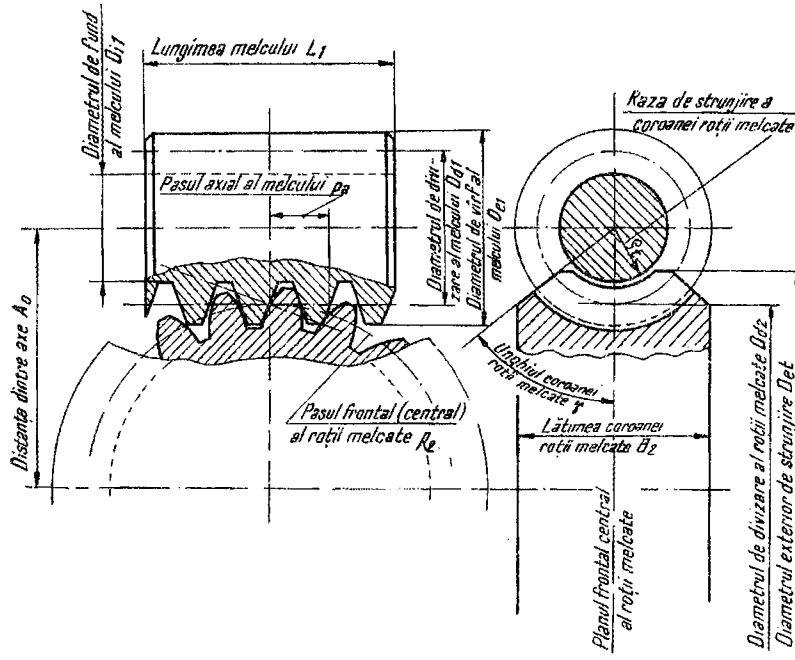


Fig. 15.1.

Roata melcată este de obicei o roată toroidală, ceea ce are ca urmare că aceasta înfășoară melcul, realizînd astfel un contact liniar în locul contactului punctiform al angrenajului elicoidal.

Pentru a mări gradul de acoperire al angrenajului se execută și melcul cu dinții dispuși pe o suprafață de formă toroidală, obținîndu-se angrenajul melcat cu melc globoidal (fig. 11.11).

Unghiul de încrucișare al angrenajelor melcate este de obicei 90°.

În tabelul 15.1 se indică o clasificare a angrenajelor melcate.

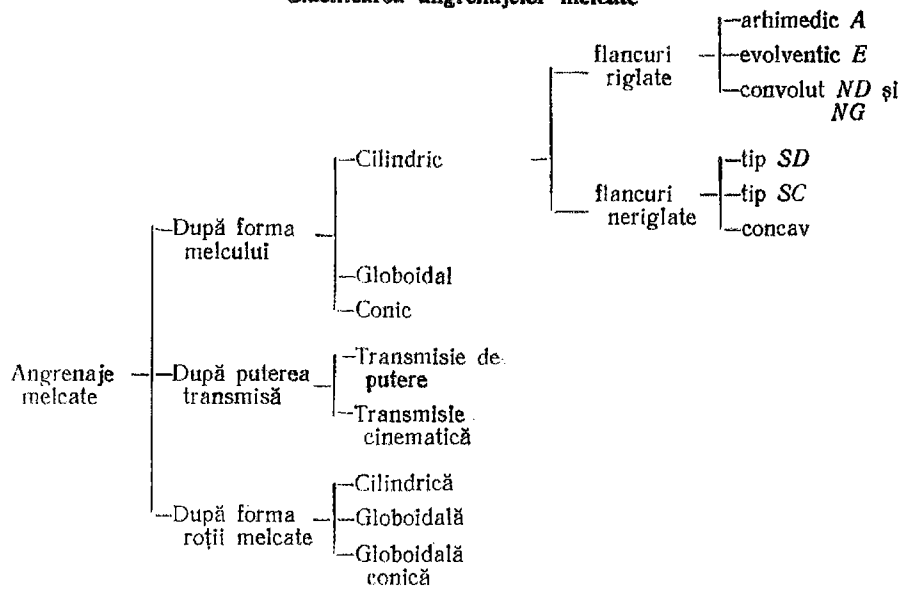
Melcii cilindrici au încă răspîndirea cea mai largă. Din punct de vedere tehnologic este avantajos ca flancurile melcilor să fie suprafețe riglate. Acesta este cazul melcilor arhimedici, convoluți și evolventici.

La melcul arhimedic (melc tip *A*) dreptele generatoare sînt cuprinse în planul axial al melcului și sînt înclinate față de axă cu unghiul $\left(\frac{\pi}{2}-\alpha_0\right)$. În felul acesta flancul melcului în secțiune axială este rectiliniu, iar în secțiune frontală este o spirală arhimedică. Melcul arhimedic prezintă dificultăți tehnologice la unghiuri de pantă mari.

La melcul evolventic (melc tip *E*) dreptele generatoare sînt tangente la cilindrul de bază și înclinate față de axă cu un unghi egal cu unghiul elicei de bază. În felul acesta, acest melc are flancuri rectilinii într-o secțiune paralelă cu axa și tangentă la cilindrul de bază. În secțiune axială melcul

Tabelul 15.1

Clasificarea angrenajelor melcate



are un profil de o formă oarecare, iar în secțiune frontală, un profil evolventic.

Dacă dreptele generatoare sînt tangente la un cilindru oarecare cuprins în interiorul cilindrului de bază se obține melcul convolut, care are în secțiune axială un profil de o formă oarecare și în secțiune frontală un profil de evolventă alungită. Dintre acești melci se utilizează melcul tip *ND*, cu profil rectiliniu în secțiunea normală pe dinte; melcul *NG* cu profil rectiliniu în secțiunea normală pe golul dintre dinți are o utilizare restrînsă.

Dintre melcii cu flancuri neriglate se utilizează melcii tip *SD*, prelucrați cu freză-disc sau piatră-disc de rectificat, melcii tip *SC*, prelucrați cu freză deget și melcii concavi, care împreună cu roata melcată cu profil convex formează angrenajele melcate *Cavex*.

Melcii globoidali sînt de obicei riglați, avînd flancuri rectilinii în secțiunea axială.

Angrenajele melcate sînt angrenajele cele mai silențioase, datorită alunecării de-a lungul dinților; în schimb aceeași alunecare are ca efect randamente mici, pericol de încălzire, gripare și uzură. Ele permit realizarea de rapoarte de transmitere mari într-o treaptă: la transmisii de putere pînă la 80 (eventual 100), iar la transmisii cinematice pînă la 1 000 și chiar mai mult (limitat doar de gabarit). La rapoarte de transmitere $i \leqslant 10$, utilizarea angrenajului melcat nu este rațională.

Angrenajul melcat se folosește de obicei ca transmisie reductoare. În cazul cînd se folosește ca transmisie amplificatoare (roata melcată este motoare), raportul de transmitere maxim este 1/15.

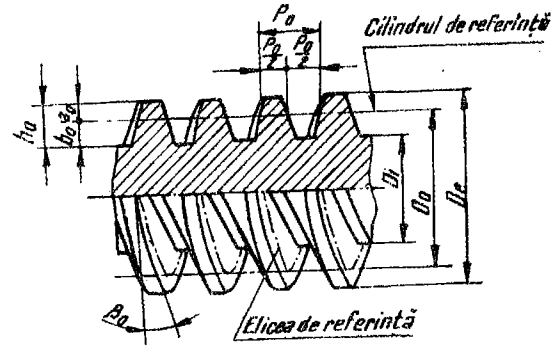


Fig. 15.2

Denumire	Simbol	Valoare
A. Elemente care determină forma și dimensiunile melcului de referință		
Tipul melcului		
Modulul axial	m_a	$\geqslant 1$ mm
Numărul de dinți (începuturi)	z_1	
Sensul înclinării dintelui		stînga sau dreapta
Diametrul de referință	D_0	qm_a
Unghiul de presiune axial (normal) de referință	$\alpha_{0a}(\alpha_{0n})$	20°
Înălțimea capului de referință	a_0	$f_{0a} \cdot m_a = 1m_a$
Jocul de referință la fund	c_0	$w_{0a}m_a = 0{,}25m_a$
B. Elemente rezultate		
Pasul axial	p_a	πm_a
Pasul elicei	p_E	$z_1 \pi m_a$
Unghiul elicei de referință	β_0	arc tg $\frac{z_1}{q}$
Înălțimea piciorului de referință	b_0	$1{,}25m_a$
Înălțimea dintelui de referință	h_0	$2{,}25m_a$

Numărul de dinți (începuturi) la melc se ia $z_1 = 1 \ldots 4$; numărul minim de dinți la roata melcată este $z_{2\,min} = 27$, iar numărul maxim (la transmisii de putere) $z_{2\,max} = 80 \ldots 100$.

Față de angrenajele cilindrice și conice, angrenajul melcat are în general un gabarit mai redus la același raport de transmitere și la aceeași putere; față de angrenajele elicoidale și pseudoconice are, pe lîngă gabarit mai redus, o capacitate portantă mai ridicată, un randament și o durabilitate mai mare; în schimb este net inferior atît ca gabarit, cît și ca durabilitate față de angrenajele planetare. Utilizarea acestui angrenaj este rațională la rapoarte mari de transmitere, atunci cînd se impun condiții de funcționare silențioasă sau la o funcționare intermitentă, cînd încălzirea nu limitează capacitatea portantă a angrenajului.

Viteza maximă a melcului se limitează la $v_{max} \leqslant 20$ m/s; puterea maximă, $P_{max} \leqslant 200$ kW (există construcții unde s-a ajuns la puteri de 1 000 kW); momentul maxim la roata melcată, $M_{2\,max} \leqslant 700$ kNm.

15.2. ELEMENTE DE GEOMETRIE ȘI CINEMATICĂ ALE ANGRENAJULUI MELCAT

Elementele geometrice ale angrenajelor melcate cilindrice sînt definite prin melcul de referință, standardizat în STAS 6845-63.

În figura 15.2 este prezentat melcul de referință împreună cu elementele standardizate care-l definesc.

Tabelul 15.2

Relații pentru calculul unor elemente geometrice

Pentru	
$z_1 = 1$ și 2	$L_1 = (11 + 0{,}06 z_2)\, m_a$
$z_1 = 3$ și 4	$L_1 = (12{,}5 + 0{,}09 z_2)\, m_a$
	$B_2 = \left(\frac{2}{3} \ldots \frac{3}{4}\right) D_0$
$P_2 < 4$ kW $m_a = 1{,}75 \ldots 2$	$q = 12 \qquad D_{e_2\,max} \leqslant D_{e_2} + 2m_a$
$P_2 < 7$ kW $m_a = 2{,}75 \ldots 10$	$q = 10 \ldots 11 \; D_{e_2\,max} \leqslant D_{e_2} + 1{,}5 m_a$
$P_2 > 7$ kW $m_a > 10$	$q = 8 \ldots 11 \; D_{e_2\,max} \leqslant D_{e_2} + m_a$

Notă: q este coeficientul diametral

$$q = \frac{D_0}{m_a} = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \beta_0}.$$

Pentru favorizarea formării filmului de lubrifiant se recomandă a se lua înclinarea dintelui roții melcate cu cîteva minute mai mare decît înclinarea spirei melcului ($\beta_2=\beta_0+\Delta\beta$).

In tabelul 15.2 se indică relații pentru calculul lungimii filetului melcului L_1 a lățimii B_2 și a diametrului maxim al roții melcate $D_{e2\,max}$.

15.3. CALCULUL ANGRENAJULUI MELCAT CILINDRIC

15.3.1. Forțele din angrenajul melcat rezultă din relațiile de calcul ale forțelor din angrenajul elicoidal (§ 14.2.1), ținîndu-se seama că la angrenajul melcat $\beta_{01}=\frac{\pi}{2}-\beta_{02}$ ($\beta_{02}=\beta_0$ fiind unghiul de înclinare al dintelui roții melcate). Ca urmare, relațiile (14.10), (14.12) și (14.13) devin:

$$F_{t1}=Q\cos\alpha_0\cos\left[\frac{\pi}{2}-(\beta_0+\varphi')\right]=Q\cos\alpha_0\sin(\beta_0+\varphi'); \tag{15.1}$$

$$F_{t2}=Q\cos\alpha_0\cos(\beta_{02}+\varphi')=Q\cos\alpha_0\cos(\beta_0+\varphi'); \tag{15.2}$$

$$F_{ax1}=Q\cos\alpha_0\sin\left[\frac{\pi}{2}-(\beta_0+\varphi')\right]=Q\cos\alpha_0\cos(\beta_0+\varphi'); \tag{15.3}$$

$$F_{ax2}=Q\cos\alpha_0\sin(\beta_{02}+\varphi')=Q\cos\alpha_0\sin(\beta_0+\varphi'); \tag{15.4}$$

$$F_{r1}=F_{r2}=Q\sin\alpha_0. \tag{15.5}$$

Analizînd relațiile de mai sus se vede că forța axială la melc este forță tangențială la roata melcată și forța tangențială la melc este forța axială la roata melcată.

$$F_{ax1}=F_{t2}=\frac{2M_{t2}}{D_{d2}}; \tag{15.6}$$

$$F_{t1}=F_{ax2}=\frac{2M_{t1}}{D_0}. \tag{15.7}$$

Din relația (15.3) rezultă forța normală pe profilurile dinților în contact, Q:

$$Q=\frac{F_{ax1}}{\cos\alpha_0\cos(\beta_0+\varphi')}. \tag{15.8}$$

Dacă se neglijează frecarea, relația (15.8) devine:

$$Q=\frac{F_{t2}}{\cos\alpha_0\cos\beta_0}=\frac{2M_{t2}}{D_{d2}\cos\alpha_0\cos\beta_0}, \tag{15.9}$$

sau:

$$Q=\frac{2\cdot10^6P_2}{\omega_2D_{d2}\cos\alpha_0\cos\beta_0}\ [\mathrm{N}];\quad Q=\frac{1{,}95\cdot10^6P_2}{n_2D_{d2}\cos\alpha_0\cos\beta_0}\ [\mathrm{kgf}]. \tag{15.10}$$

Randamentul angrenajului melcat. Pierderile din angrenajul melcat se compun din pierderile datorate alunecării dintre flancuri și de-a lungul dinților, P_a, puterea pierdută datorită frecării cu lubrifiantul, P_u și puterea pierdută datorită frecării din lagăre P_l:

$$P_p = P_a + P_u + P_l. \tag{15.11}$$

Acestor pierderi le corespund randamentele: η_a, η_u și respectiv η_l. Randamentul global este:

$$\eta = \eta_a \eta_l \eta_u.$$

Randamentul angrenajului diferă după cum melcul sau roata melcată sînt motoare. În cazul cînd melcul este motor randamentul este:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_p} = \frac{1}{1 + \frac{P_p}{P_2}}. \tag{15.12}$$

În cazul cînd roata melcată este motoare:

$$\eta' = \frac{P_1}{P_2} = \frac{P_2 - P_p}{P_2} = 1 - \frac{P_p}{P_2} = 2 - \frac{1}{\eta}. \tag{15.13}$$

Din relația (15.13) rezultă că pentru $\eta \leqslant 0{,}5$, randamentul angrenajului cu roata melcată motoare devine negativ, adică se produce autofrînare.

Dintre pierderile amintite cele mai importante sînt cele datorite alunecării dintre flancuri și de-a lungul dinților η_a. Pentru calculul acestor pierderi, respectiv al randamentului η_a se utilizează relația (14.23):

$$\eta_a = \frac{\operatorname{tg} \beta_0}{\operatorname{tg} (\beta_0 + \varphi)}. \tag{15.14}$$

Din relația (15.14) rezultă că randamentul η_a crește cu creșterea unghiului β_0, adică cu creșterea pantei melcului, deci a numărului de începuturi. Dar

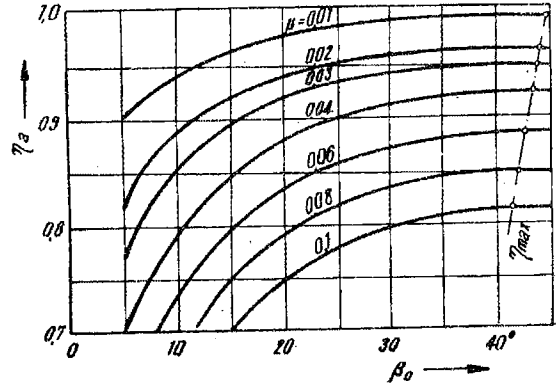


Fig. 15.3.

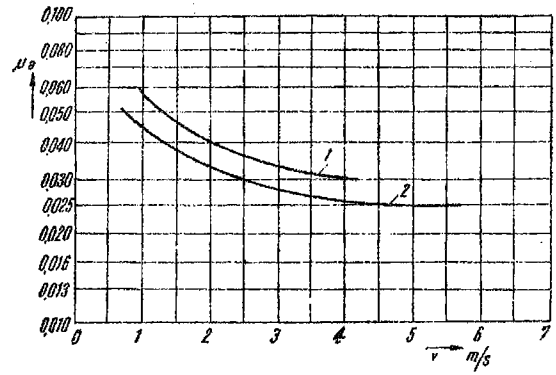


Fig. 15.4.

această creştere devine neînsemnată pentru unghiuri mai mari de 15—25°, în funcţie de coeficientul de frecare μ_a (fig. 15.3). Acesta este motivul pentru care numărul de începuturi se limitează la $z_1 \leqslant 3$ (maximum *4*).

Totodată, randamentul creşte cu scăderea coeficientului de frecare μ_a.

Randamentul maxim în funcţie de pantă se obţine prin diferenţierea relaţiei (15.14) în raport cu unghiul β_0 (v. § 4.4.5).

Randamentul este maxim pentru $\beta_0 = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}$.

In figura 15.3 se indică printr-o linie întreruptă valorile randamentului maxim în funcţie de diferite valori ale coeficientului de frecare.

Cercetările experimentale au arătat că coeficientul de frecare dintre flancuri şi de-a lungul dinţilor depinde de viteza de alunecare v_{al} de-a lungul dinţilor şi scade o dată cu creşterea acesteia, avînd o valoare maximă la pornire (pentru $v_{al}=0$) şi o valoare minimă μ_0 care se stabilizează pentru o valoare relativ mare a vitezei de alunecare (de exemplu, $v_{al}=4 \ldots 6$ m/s). In figura 15.4 este reprezentată valoarea coeficientului de frecare μ_a obţinută la încercarea a două angrenaje melcate (curba *1* : $A=100$ mm ; $m_a=4$ mm ; $i=19$; curba *2* : $A=178$ mm ; $m_a=7{,}62$ mm ; $i=9{,}75$ [12]).

Randamentul datorit pierderilor prin frecarea cu lubrifiantul se poate calcula cu relaţia :

$$\eta_u = 1 - 2{,}3 \cdot 10^{-4} \frac{v_1 B_2 \sqrt{v_1 E_{50}}}{P_2}, \qquad (15.15)$$

unde :

v_1 este viteza melcului [m/s] ;

E_{50} — viscozitatea, în grade E n g l e r, la 50 °C ;

B_2 — lăţimea roţii melcate [mm].

Pierderile în lagărele cu rulmenți se pot calcula cu relația empirică :

$$P_{pl} \approx 0{,}17 P_2 \left(\frac{A}{100}\right)^{0{,}44} \frac{l}{D_{d2}} \text{ [kW]}, \qquad (15.16)$$

unde :

P_2 este puterea la roata melcată [kW] ;

A — distanța între axe [mm] ;

D_{d2} — diametrul de divizare al roții melcate [mm].

15.3.3. **Calculul de rezistență al angrenajului melcat** se efectuiază ținînd seama, ca și la celelalte angrenaje, de cauzele ieșirii lor din uz. Și aici cauzele de ieșire din uz sînt ruperea dinților prin oboseală și ciupirea. Dar alături de aceste cauze, datorită fenomenului de alunecare de-a lungul dinților, angrenajele melcate pot ieși din uz din cauza uzurii și a gripării care cîștigă în importanță, față de angrenajele cilindrice și conice.

Metoda clasică de calcul permite calculul la rupere prin oboseală și ciupire ; pentru a ține seama de pericolul de gripare, în special în cazul utilizării unor împerecheri de materiale cu tendință spre gripare, rezistența admisibilă la ciupire se ia în funcție de viteza de alunecare (v. tabelul 15.4).

De asemenea, ținînd seama că randamentul angrenajelor melcate este relativ scăzut, se impune verificarea lor la încălzire.

Deoarece rezistența angrenajelor melcate este aproape independentă de tipul melcului (în afară de melcul concav și globoidal) în cele ce urmează se va studia angrenajul melcat cu melc arhimedic, rezultatele fiind valabile și pentru celelalte tipuri de melci.

Calculul la rupere prin oboseală se efectuează pentru dintele roții melcate, pe de o parte pentru că spira melcului este mai lungă și pe de altă parte pentru că este din oțel în timp ce dintele roții melcate este din aliaje de metale neferoase, fontă sau materiale plastice.

Calculul se execută pornindu-se de la relația (11.16):

$$Q = L p_n y_m \sigma_a = L p_a y_m \sigma_a \cos \beta_0,$$

unde :

L este lungimea liniilor de contact ;

p_a — pasul axial ;

p_n — pasul normal ;

y_m — coeficientul de formă al dintelui roții melcate.

Pentru determinarea lungimii liniilor de contact trebuie să se țină seama de modul cum se realizează angrenarea dintre melc și roata melcată : această angrenare este similară cu cea a unui angrenaj cu cremalieră cu dantura înclinată, angrenarea parcurgînd suprafața de angrenare. Suprafața de angrenare are o formă curbă și lungimile diverselor segmente de angrenare sînt diferite unele față de altele. De-a lungul acestor segmente se realizează transmiterea puterii de la spirele melcului la dinții roții melcate. Pentru calcul se vor lua în considerare lungimile minime ale acestor linii, căci reprezintă cazul mai defavorabil.

Lungimea unei asemenea linii se poate exprima prin relația (fig. 15.1):

$$L = \frac{\pi D_0}{\cos \beta_0} \frac{2\gamma}{360^\circ} \lambda \varepsilon, \tag{15.17}$$

unde :

2γ este unghiul sub care dinții roții melcate înfășoară melcul [rad];

λ — coeficient de reducere a gradului de acoperire (pentru a ține seama de segmentul minim de angrenare).

De obicei :

$$2\gamma \approx \frac{\pi}{2} \ldots \frac{\pi}{3}; \quad \varepsilon \approx 1{,}8; \quad \lambda \approx 0{,}75.$$

Ca urmare :

$$L = \frac{1{,}2 D_0}{\cos \beta_0}. \tag{15.18}$$

Pe de altă parte :

$$A = \frac{D_0}{2} + \frac{D_{d2}}{2} = \frac{D_0}{2}\left(1 + \frac{D_{d2}}{D_0}\right) = \frac{D_0}{2}\left(1 + \frac{z_2}{q}\right),$$

de unde :

$$D_0 = \frac{2A}{1 + \frac{z_2}{q}}, \tag{15.19}$$

care înlocuită în relația (15.18) se obține :

$$L = \frac{2{,}4\, A}{\left(1 + \frac{z_2}{q}\right) \cos \beta_0}. \tag{15.20}$$

Forța normală pe dinte este [relația (15.10)]:

$$Q = \frac{2 \cdot 10^6 K P_2}{\omega_2 D_{d2} \cos \alpha_0 \cos \beta_0} \text{ [N]}.$$

Înlocuind aceste valori în relația (11.16) se obține :

$$\frac{2 \cdot 10^6 K P_2}{\omega_2 D_{d2} \cos \alpha_0 \cos \beta_0} = \frac{1{,}2 D_0}{\cos \beta_0} p_a y_m \sigma \cos \beta_0. \tag{15.21}$$

Pe de altă parte :

$$p_a = \pi m_a = \pi \frac{D_0}{q},$$

care înlocuit în relația (15.21) rezultă :

$$\sigma = \frac{2 \cdot 10^6 K P_2}{1{,}2 \pi \omega_2 \frac{D_{d2}}{q} D_0^2 y_m \cos \alpha_0 \cos \beta_0},$$

$$\sigma = \frac{5{,}5 \cdot 10^5 K P_2}{\omega_2 y_m \frac{D_{d2}}{q} D_0^2 \cos \beta_0} \text{ [N/mm}^2\text{]}; \quad \sigma = \frac{5{,}2 \cdot 10^5 K P_2}{n_2 y_m \frac{D_{d2}}{q} D_0^2 \cos \beta_0} \text{ [kgf/mm}^2\text{]}. \tag{15.22}$$

Pentru a obține o relație de dimensionare se înlocuiește (15.19) în relația (15.22):

$$\sigma = \frac{5{,}65 \cdot 10^5 KP_2}{\omega_2 y_m \frac{D_{d2}}{qD_0} D_0^3},$$

sau

$$\sigma = \frac{5{,}65 \cdot 10^5 KP_2 \left(1+\frac{z_2}{q}\right)^3}{\omega_2 y_m \frac{z_2}{q^2} 8A^3},$$

$$\text{în sistemul SI : } A = 10\left(1+\frac{z_2}{q}\right)\sqrt[3]{\frac{71KP_2}{\omega_2 y_m \frac{z_2}{q^2}\sigma_a}}\ [\text{mm}];$$

$$\text{în sistemul MKfS : } A = 10\left(1+\frac{z_2}{q}\right)\sqrt[3]{\frac{65KP_2}{n_2 y_m \frac{z_2}{q^2}\sigma_a}}\ [\text{mm}]. \qquad (15.23)$$

In aceste relații : $K = K_r K_d$.

Dintre acești doi coeficienți, la angrenajul melcat prezintă o importanță mai mare coeficientul de repartizare a sarcinii K_r, deoarece sub acțiunea forțelor F_{t1} și F_r melcul se deformează și repartiția sarcinii între dinți devine neuniformă. Ca urmare, coeficientul de repartizare K_r va depinde de rigiditatea melcului respectiv de săgeata acestuia.

Datorită alunecării de-a lungul dinților, solicitările dinamice în angrenajele melcate sînt mai reduse decît la celelalte angrenaje. In tabelul 15.3 se indică valorile coeficienților dinamici pentru angrenajele melcate.

Coeficientul de formă la angrenajele melcate y_m este indicat în figura 15.5 în funcție de numărul echivalent de dinți al roții melcate z_{v2} și de deplasarea specifică de profil ξ_2. El este mai mare în raport cu angrenajele cilindrice sau conice deoarece datorită formei sale, dintele prezintă o capacitate portantă sporită la încovoiere.

Tabelul 15.3

Coeficientul dinamic la angrenaje melcate K_d

Clasa de precizie	Viteza de alunecare V_{al} [m/s]					
	1,5	1,5 ... 3,0	3,0 ... 7,5	7,5 ... 12	12 ... 18	18 ... 25
6	—	—	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	—	—
8	1,1 ... 1,2	1,2 ... 1,3	1,4	—	—	—
9	1,2 ... 1,3	—	—	—	—	—

Notă : Valorile inferioare ale lui K_d se iau pentru valorile inferioare ale vitezei de alunecare.

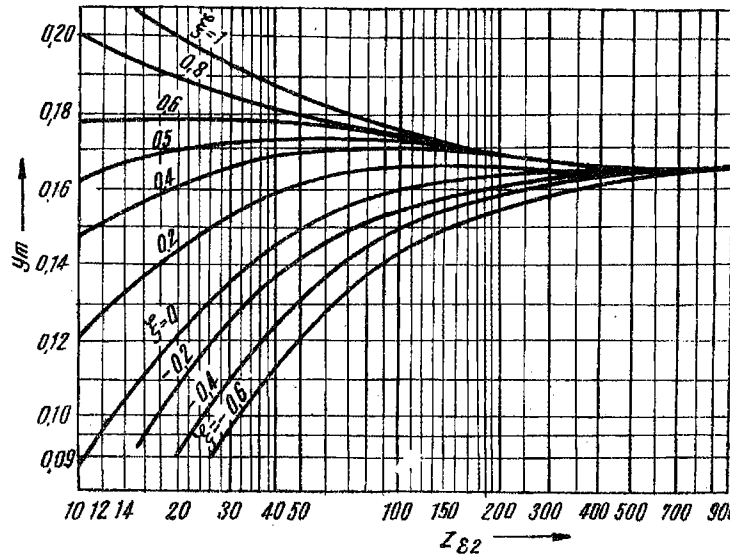


Fig. 15.5.

Calculul la ciupire se efectuează pe baza acelorași considerente ca și la celelalte tipuri de angrenaje, pornindu-se de la relația lui H e r t z :

$$\sigma_k = 0{,}418 \sqrt{\frac{QE}{L\rho_n}},$$

unde :

$$Q = \frac{2 \cdot 10^6 P_2}{n_2 D_{d2} \cos\alpha_0 \cos\beta_0} \quad [\text{relația (15.10)}]; \quad L = \frac{1{,}2\, D_0}{\cos\beta_0} \quad [\text{relația (15.18)}].$$

Deoarece la angrenajul cu melc convolut profilul în planul normal este drept, $\rho_{n1} = \infty$ și ca urmare :

$$\frac{1}{\rho_n} = \frac{1}{\rho_{n2}} = \frac{2\cos^2\beta_0}{D_{d2}\sin\alpha_{0n}}. \tag{15.24}$$

Înlocuind aceste mărimi în relația lui H e r t z se obține :

$$\sigma_k^2 = 0{,}418^2 \frac{2 \cdot 10^6 KEP_2}{\omega_2 D_{d2} \cos\alpha_{\theta n} \cos\beta_0 \dfrac{1{,}2\, D_0}{\cos\beta_0} \dfrac{D_{d2}\sin\alpha_{0n}}{2\cos^2\beta_0}},$$

sau

$$\sigma_k = \frac{1\,350}{D_{d2}} \sqrt{\frac{KP_2 E \cos^2\beta_0}{\omega_2 D_0}} \text{ [N/mm}^2\text{]}; \quad \sigma_k = \frac{1\,330}{D_{d2}} \sqrt{\frac{KP_2 E \cos^2\beta_0}{n_2 D_0}} \text{ [kgf/mm}^2\text{]}. \tag{15.25}$$

Pentru a obține o relație de dimensionare se înlocuiește în relația (15.25):

$$\frac{D_{d2}}{D_0} = \frac{z_2}{q} \quad \text{și} \quad A = \frac{D_0}{2}\left(1 + \frac{z_2}{q}\right),$$

$$\sigma_k^2 = \frac{(1\,350)^2}{\left(\frac{D_{d2}}{D_0}\right)^2} \cdot \frac{KP_2 E \cos^2 \beta_0}{\omega_2 D_0^3} = \frac{(1\,350)^2}{\left(\frac{z_2}{q}\right)^2} \cdot \frac{KP_2 E \left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 \cos^2 \beta_0}{8 A^3 \omega_2},$$

de unde se obține în sistemul SI:

$$A = \left(1 + \frac{z_2}{q}\right) \sqrt[3]{\left(\frac{478}{\frac{z_2}{q}\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{EKP_2 \cos^2 \beta_0}{\omega_2}} \text{ [mm];}$$

în sistemul MKfS:

$$A = \left(1 + \frac{z_2}{q}\right) \sqrt[3]{\left(\frac{470}{\frac{z_2}{q}\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{KEP_2 \cos^2 \beta_0}{n_2}} \text{ [mm].}$$

În cazul angrenajelor melcate cu profil deplasat în relația (15.26) în locul lui z_2 se introduce $z_2 + 2\xi$.

Coeficienții K_r și K_d ($K = K_r K_d$) se iau la fel ca și la calculul dinților angrenajului la rupere prin oboseală.

O verificare propriu-zisă la gripare nu se efectuează, dar în cazul utilizării unor materiale care prezintă pericol de gripare rezistențele admisibile se iau în funcție de viteza de alunecare v_{al} (§ 15.3.4).

15.3.4. **Materiale și rezistențe admisibile.** Pentru confecționarea melcilor se utilizează atît oțeluri de îmbunătățire, cît și oțeluri de cementare. În primul caz, melcii se călesc la 45 ... 50 HRC, iar în al doilea caz se cementează și se călesc la 56 ... 62 HRC. Deoarece șlefuirea melcilor globoidali este dificilă, aceștia se execută de preferință din oțeluri de îmbunătățire.

În cazul melcilor care lucrează cu roți de fontă, rezultate bune s-au obținut prin utilizarea unor oțeluri crom-mangan-nichel pentru confecționarea melcilor.

Roțile melcate se execută din bronz fosforos: cele avînd viteze de alunecare mari ($v_{al} > 3$ m/s) se execută din bronzuri superioare (de exemplu Bz 14 T sau Bz 10 T STAS 197-60).

La viteze de alunecare sub 2 m/s se poate utiliza și fontă cenușie (Fc 15 ... Fc 20 STAS 568-60).

În ultimii ani s-au experimentat cu succes aliaje de aluminiu, fier, magneziu, zinc cît și materiale plastice ca înlocuitoare ale bronzului (material deficitar) pentru fabricarea roților melcate. La rapoarte mari de transmitere se utilizează cîteodată melci de bronz și roți melcate de oțel sau fontă.

Cu creșterea durității flancurilor roții melcate crește rezistența la solicitarea de contact și la uzură, în schimb necesită un montaj mai precis și crește pericolul gripării.

Tabelul 15.4

Rezistența admisibilă la ciupire
(din condiția de gripare — σ_{ak} [N/mm²])

Material		V_{al} [m/s]								
Melc	Roată	0,25	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Oțel călit HRC 45	Bronz cu Al și Fe (σ_r=400 N/mm²)	—	—	250	230	210	180	160	120	90
Fontă (Fc 15, Fc 20)	Fc 10 / Fc 15	220	200	190	170	145	100	—	—	—
Oțel cu 0,2% C cementat	Fc 15 / Fc 20	190	160	130	115	90	—	—	—	—
OLC 45 / OL 60	Fc 10 / Fc 15	170	140	110	90	70	—	—	—	—

Tabelul 15.5

Rezistențele admisibile la ciupire și la rupere prin oboseală

Materialul roții	Felul turnării	Caracteristici mecanice N/mm²			Rezistența admisibilă [N/mm²] Duritatea melcului			
					HRC<45		HRC>45	
		σ_r	σ_{ri}	σ_c	σ_{ak}	σ_a	σ_{ak}	σ_a
Bz 10 T	În nisip	180	—	100	130	40	160	50
Bz 10 T	În cochilie	260	—	150	190	58	225	72
Bronz cu nichel	Centrifugal	290	—	170	210	65	250	81
Fc 10	În nisip	120	280	—	—	34	—	42
Fc 15	În nisip	150	320	—	—	38	—	48
Fc 20	În nisip	210	400	—	—	48	—	60

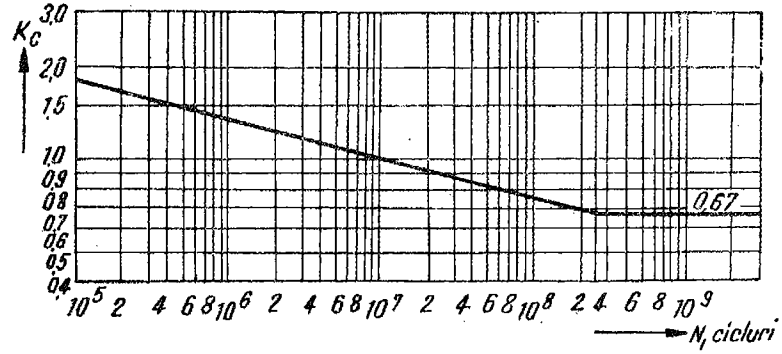


Fig. 15.6.

La roți melcate din bronzuri dure ($\sigma_r > 300$ N/mm^2) și fonte, rezistența admisibilă la solicitarea de contact — cînd griparea este hotărîtoare — se dă atît în funcție de material, cît și în funcție de alunecare (tabelul 15.4), deoarece din relația de calcul la gripare $\sigma_k v_{al}^m \leqslant R_{gr}$ se vede că rezistența la contact scade cu creșterea vitezei de alunecare. Dacă materialul roții melcate este un bronz moale cauza principală de ieșire din uz a angrenajului este ciupirea. În acest caz, rezistența admisibilă, indicată în tabelul 15.5 variază cu numărul ciclurilor de solicitare; de aceea valorile lui σ_{ak} din tabelul 15.5 se înmulțesc cu coeficientul de durată K_c din figura 15.6.

15.4. ANGRENAJUL MELCAT GLOBOIDAL

Datorită condițiilor mai favorabile de formare a unui film continuu de lubrifiant pe suprafețele dinților roții melcate, capacitatea portantă a transmisiei cu melc globoidal este de 1,5 ... 4 ori mai mare decît a celei cu melc cilindric. În schimb, execuția și montajul sînt ceva mai dificile decît la angrenajele cu melc cilindric. Datorită capacității portante mărite, necesită de obicei o răcire artificială.

La acest angrenaj nu este standardizat modulul, ci distanța între axe și diametrul de fund al melcului, deoarece freza globoidală nu poate executa decît o roată melcată cu un anumit număr de dinți.

Între modul și celelalte mărimi geometrice există relația:

$$m = \frac{2A - D_1}{z_2} = \frac{2A}{z_2 + q}, \qquad (15.27)$$

unde:

$$q = \frac{D_1}{m};$$

D_1 — diametrul de divizare al melcului în planul central; acesta corespunde globoidului, pe care grosimea spirei și lățimea golului sînt egale între ele.

Înălțimea capetelor se ia mai mare decît a picioarelor, ceea ce are ca urmare că spirele melcului sînt mai subțiri decît dinții roții melcate. Înălțimea dinților spirelor melcului este în medie $h = (1{,}6 \ldots 1{,}8)m$; m — modul; jocul radial, $c = (0{,}15 \ldots 0{,}25)m$.

Calculul de rezistență al angrenajelor cu melc globoidal se execută momentan cu relații empirice [25].

15.5. CONSTRUCȚIA MELCULUI ȘI A ROȚII MELCATE. UNGEREA ANGRENAJULUI

Melcii se taie de obicei direct în materialul arborelui. Desenul de execuție al unui melc cilindric este însoțit de un tabel ce conține caracteristicile principale ale melcului. Se indică de asemenea în desen, o seamă de condiții

tehnice de execuție și control. Astfel se indică de exemplu scula de tăiere a dinților, raza de rotunjire a muchiilor, bătaia axială și radială la roți melcate, tratamentul termic, duritatea flancurilor etc.

În desenul de execuție al melcului cilindric se desenează de obicei și profilul spirei, indicîndu-se grosimea spirei și adîncimea de măsurare.

Jocul între flancuri se realizează prin subțierea spirei melcului în funcție de clasa de precizie.

Pentru a economisi bronzul, roțile melcate se execută în formă de coroane dințate montate prin strîngere pe corpul roții cu un ajustaj JE2/sa2 sau JE2/sb2 și se asigură cu știfturi sau cu șuruburi. Grosimea obezii f se ia $f \geqslant 1{,}6\, m_a + 1{,}5$ mm (cînd se asigură cu știfturi) și $f \geqslant 1{,}5\, m_a$ (dacă se asigură cu șuruburi). Locașurile pentru șuruburi, din coroană și din corpul roții, se găuresc împreună. Îmbinarea se verifică la forfecare și strivire. În ultima vreme s-a introdus lipirea coroanei de bronz de corpul de fontă sau oțel cu o brazură specială.

Influența ungerii este mai importantă decît la celelalte tipuri de angrenaje. Din cauza pericolului de gripare se vor prefera uleiurile vîscoase cît și aditivi ce măresc rezistența flancului la gripare. Metodele de ungere și etanșare sînt aceleași ca și la celelalte angrenaje. Ungerea prin cufundare se utilizează pentru viteze periferice pînă la 10 m/s. Înălțimea de cufundare a melcului, respectiv a roții în baia de ulei nu va depăși înălțimea dintelui (spirei).

În cazul cînd rulmenții nu sînt etanșați față de baie (ceea ce simplifică construcția) nivelul uleiului nu va depăși centrul corpului de rulare a rulmenților. Dacă în acest caz melcul nu ajunge în baie, pentru ungerea dinților, se vor monta pe arborele melcului niște discuri cu palete pentru stropirea uleiului.

La viteze mari ($v_1 > 10$ m/s) ungerea se execută prin introducerea uleiului sub presiune între profilurile melcului și ale roții melcate; la viteze mici ($v_1 < 0{,}8$ m/s) se poate utiliza ungerea cu unsoare consistentă. La viteze $v < 5$ m/s spirele melcului se cufundă în baie; la $v > 5$ m/s dinții roții melcate se cufundă în baia de ulei.

16. VARIANTE NOI DE ANGRENAJE

16.1. INTRODUCERE

In afara angrenajelor clasice descrise în capitolele precedente se întîlnesc astăzi o serie de variante noi de angrenaje, dintre care o răspîndire mai mare au primit: angrenajul Novikov, angrenajul cilindro-conic și transmisia armonică. Aceste angrenaje se deosebesc de cele clasice prin forma profilului dintelui, prin modul de funcționare sau prin alte caracterstici constructive sau functionale.

16.2. ANGRENAJUL NOVIKOV

M. L. Novikov prezintă în 1954 o nouă teorie a angrenării pe baza căreia elaborează un nou tip de angrenaj, dinții avînd profilele frontale circulare. La angrenajul Novikov contactul inițial al dinților este punctiform, dinții pinionului sînt convecși, iar ai roții concavi (fig. 16.1).

Angrenajul nu are grad de acoperire frontal, ci numai suplimentar deci el este exclusiv cu dinți înclinați. Admițînd un grad de acoperire $\varepsilon = 1{,}15 \ldots 1{,}35$ trebuie îndeplinită condiția [relația (12.1)]:

$$\varepsilon = \varepsilon_s = \frac{B \sin \beta}{\pi m_n} = 1{,}15 \ldots 1{,}35,$$

de unde rezultă lățimea roții:

$$B = \frac{(1{,}15 \ldots 1{,}35)\,\pi m_n}{\sin \beta}. \qquad (16.1)$$

In figura 16.1 este prezentat angrenajul Novikov împreună cu caracteristicile sale geometrice. De observat că angrenajul Novikov este extrapolar.

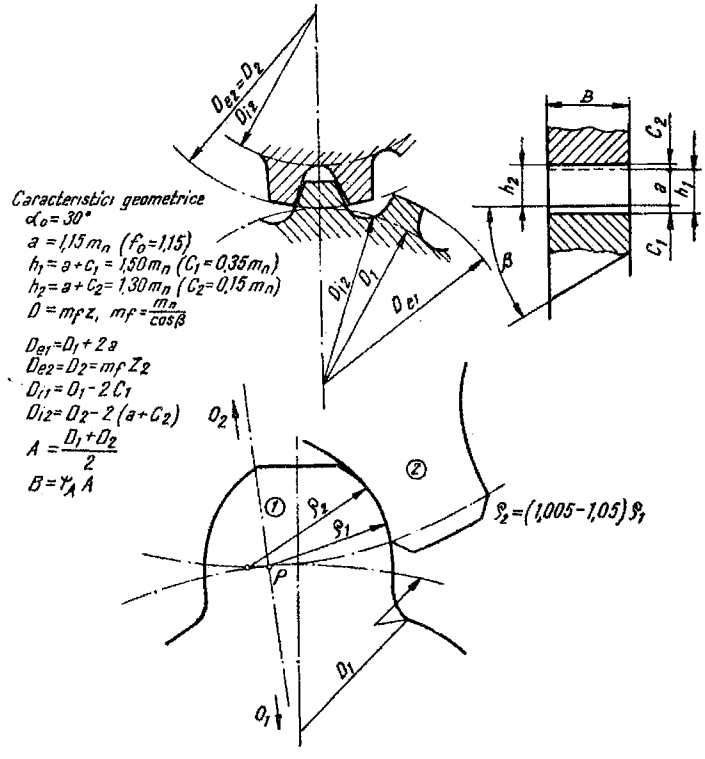


Fig. 16.1.

Calculul la ciupire se poate face, cu oarecare aproximaţie, cu relaţiile utilizate la calculul angrenajelor evolventice, luînd $K_r = K_d = 1$ şi împărţind puterea prin 2,5. Aceasta deoarece contactul fiind convex-concav, capacitatea portantă la ciupire este mare.

Calculul dintelui la rupere prin oboseală se poate efectua cu relaţia :

$$\sigma = \frac{F_n}{yBm_n} = \frac{10^6 P(l+1)}{A\omega_1 \cos\alpha_f} \sqrt{1 + \frac{\cos^2\alpha_f}{\operatorname{cotg}^2\beta}} . \qquad (16.2)$$

Coeficientul de formă depinde de modul şi de înclinarea dintelui.

Ţinînd seama că acest angrenaj are o capacitate portantă mare la ciupire în raport cu angrenajul evolventic, utilizarea sa este raţională în cazul roţilor cu duritǎţi mici şi mijlocii. Totodată duritatea relativ scăzută asigură un rodaj bun şi, ca urmare, creşterea suprafeţei de contact dintre flancuri.

În afară de varianta de angrenaj paralel, angrenajul Novikov poate fi executat şi în varianta de angrenaj concurent.

16.3. ANGRENAJUL CILINDRO-CONIC

Angrenajul cilindro-conic este o variantă nouă de angrenaj concurent (fig. 16.2).

El constă dintr-o roată plană care angrenează cu o roată dinţată cilindrică. Angrenarea nu este posibilă decît cu o roată dinţată care are aceeaşi geometrie ca şi cuţitul-roată cu care a fost confecţionată roata plană (în afară de jocul la fund).

Profilul dinţilor roţii plane este evolventic, însă în fiecare secţiune cilindrică avînd alt cerc de bază şi evolventa care-i corespunde va diferi.

Avantajul angrenajului cilindro-conic constă în aceea că poziţia axială relativă a celor două roţi nu influenţează asupra funcţionării lor, lucru care nu se întîmplă la angrenajul conic.

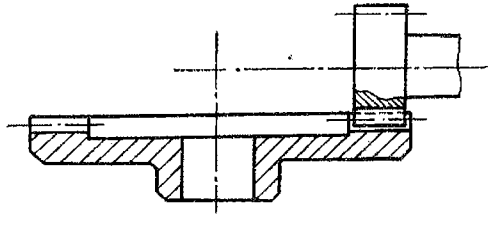


Fig. 16.2.

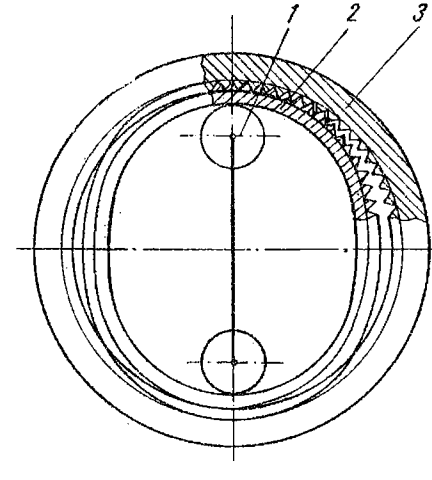


Fig. 16.3.

16.4. TRANSMISIA ARMONICĂ

Transmisia armonică este o transmisie principial nouă, care poate fi grupată printre angrenaje datorită faptului că mișcarea se transmite prin roți dințate.

Transmisia constă din două sau mai multe role *1* montate în interiorul unui inel elastic deformabil, dințat exterior *2* și dintr-un inel rigid dințat interior *3* (fig. 16.3). Inelul elastic are de obicei cu doi dinți mai puțin decît inelul exterior. Angrenarea are loc în urma deformării inelului interior și a intrării treptate a dinților inelului interior între golurile inelului exterior (datorită diferenței $z_2 - z_1 = 2$). De fapt nu este o angrenare propriu-zisă, ci o alunecare a dinților unii peste alții.

Avantajul transmisiei constă în faptul că asigură un raport de transmitere foarte mare la un gabarit mic:

$$i = \frac{z_2}{z_1 - z_2} = \frac{z_2}{2}. \qquad (16.3)$$

Datorită faptului că se găsesc concomitent în contact un număr mare de dinți, capacitatea portantă a transmisiei este mare.

Dinții sînt de formă triunghiulară și au dimensiuni reduse.

17. REDUCTOARE DE TURAȚIE

17.1. DEFINIȚIE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Reductoarele sînt ansambluri formate din angrenaje montate în carcase închise. Ele se execută ca subansambluri individuale în uzine specializate și se montează între motor și mașina de lucru cu ajutorul cuplajelor sau al unor transmisii.

În tabelul 17.1 se prezintă o clasificare a reductoarelor.

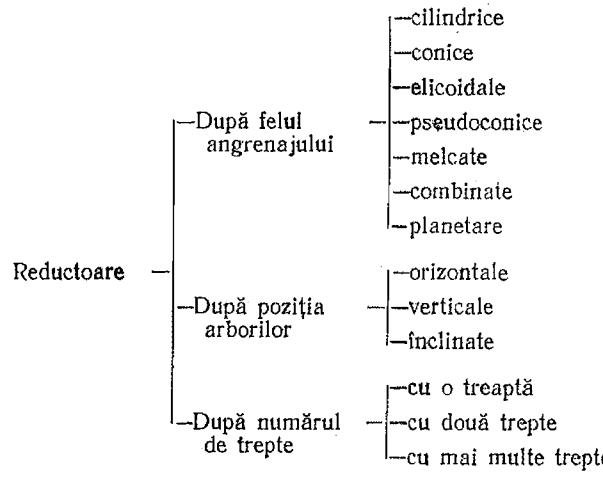
Reductoarele au o largă răspîndire în construcția de mașini, motiv pentru care ele s-au standardizat într-o serie de standarde (STAS E 7086-64; STAS 6838-63; STAS 6849-63 etc.). În afară de standardizarea reductoarelor s-au standardizat și distanțele între axe, rapoartele de transmitere și înălțimea axei, ceea ce permite realizarea, cu un număr relativ scăzut de piese diferite, a unei game mari de tipodimensiuni de reductoare.

În STAS 6848-63 se prezintă o simbolizare a reductoarelor bazată pe caracteristicile prezentate în tabelul 17.2.

În standardele de reductoare se prezintă caracteristicile geometrice ale acestora, precum și puterile nominale și limita termică a puterii pentru

Tabelul 17.1

Clasificarea reductoarelor



Tabelul 17.2

Caracteristicile de simbolizare a reductoarelor

Grupa de caracteristici	Caracteristici
Schema cinematică	Numărul de trepte Tipurile de angrenaje Poziția relativă a axelor angrenajelor Indicații suplimentare
Soluția constructivă	Felul lagărelor Modul de fixare a carcasei
Poziția arborilor de cuplare	

diferite distanțe între axe, turații ale arborelui de intrare și rapoarte de transmitere. Prin limita termică se înțelege puterea maximă pe care o suportă reductorul la temperatura limită admisibilă de funcționare ($t_a \leqslant 70$ °C).

17.2. CRITERII DE ALEGERE A PARAMETRILOR PRINCIPALI AI REDUCTOARELOR

Parametrii principali ai unui reductor sînt: *raportul de transmitere total, numărul de trepte, rapoartele de transmitere ale fiecărei trepte în parte și distanțele între axe.*

Raportul de transmitere total rezultă din condițiile funcționale. În funcție de mărimea raportului de transmitere se alege numărul de trepte, iar în funcție de poziția relativă a axelor geometrice ale arborilor de intrare și ieșire se alege tipul reductorului (cu angrenaje cilindrice, conice, melcate sau planetare, orizontal sau vertical).

La alegerea numărului de trepte ale unui reductor se pornește de la faptul că raportul de transmitere maxim la o pereche de roți dințate este $i=10$, cifră impusă din motive de gabarit. Drept limită economică a raportului de transmitere într-o treaptă se poate considera $i\leqslant 6$. În principiu, pentru realizarea raportului de transmitere total se va lua un număr de trepte minim, astfel ca raportul de transmitere al fiecărei trepte să satisfacă condiția $i\leqslant 6$ (în mod excepțional $i\leqslant 10$). Rapoarte de transmitere mai mari decît 10 într-o singură treptă nu sînt folosite decît atunci cînd aceasta este avantajos din punct de vedere constructiv, de exemplu atunci cînd roata dințată face corp comun cu piesa respectivă (volantul automobilelor, macarale turnante, malaxoare, cilindri compresori, cuptoare de clincher etc.).

Descompunerea raportului de transmitere total pe treptele reductorului se poate executa pornind de la diferite condiții, ca: rezistență egală a dinților angrenajelor tuturor treptelor la ciupire sau la rupere prin oboseală, volumul total al roților să fie minim, realizarea ungerii tuturor treptelor prin scufundare la adîncime egală în baia de ulei etc.

7.3. TIPURI CONSTRUCTIVE DE REDUCTOARE CU MAI MULTE TREPTE

În cazul cînd $i>6{,}3$ se utilizează de obicei reductoare cu angrenaje ordinare în mai multe trepte; în unele cazuri se folosesc reductoare cu angrenaje melcate sau planetare (fig. 17.1).

Tipurile de reductoare cu mai multe trepte se compun de obicei din variante de bază ale reductoarelor cu două trepte.

În practică se utilizează următoarele patru scheme de reductoare cu două trepte (fig. 17.1, *e, f, h, i*).

Reductorul din figura 17.1, *e* cu două axe geometrice prezintă avantajul unei construcții scurte, la care ambele roți conduse pot ajunge în baia de ulei, iar arborele condus se află în continuarea arborelui motor. În schimb, un astfel de reductor este mai lat, încărcarea pe dinți este neuniformă datorită arborelui intermediar care trebuie să fie lung. Pentru ca treapta de turație ridicată să fie judicios utilizată este necesar ca raportul de transmitere al treptei de turație ridicată să se ia mai mare decît raportul de transmitere al treptei de turație joasă.

Reductorul din figura 17.1, *f*, cu trei axe geometrice are o construcție simplă și este cel mai răspîndit tip de reductor cu două trepte. La această construcție, datorită poziției nesimetrice a roților față de reazeme, repartizarea sarcinii pe dinte nu este uniformă. Din acest motiv și reacțiunile în reazeme sînt diferite și cum din motive constructive și de exploatare se

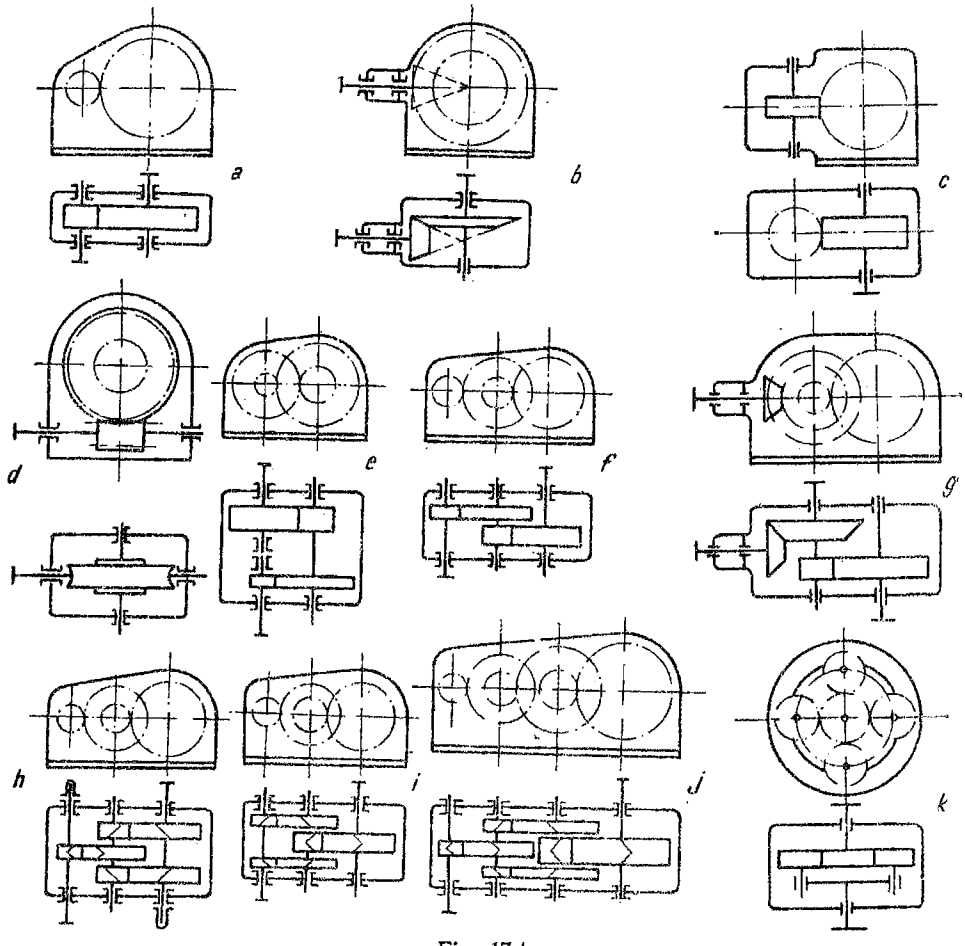


Fig. 17.1.

iau rulmenți identici pentru cele două reazeme ale aceluiași arbore, rezultă un reductor mai greu decît în cazul utilizării altor scheme de reductoare în două trepte cu roți dințate cilindrice. Pentru reducerea încărcării din reazemele arborelui intermediar este avantajos a se utiliza roți dințate cu dinți înclinați, înclinarea dinților fiind de același sens la roțile de pe arborele intermediar.

Reductoarele din schemele din figurile 17.1, *h* și 17.1, *i* asigură o repartizare uniformă a sarcinii pe reazemele arborilor.

Dintre cele două scheme, schema din figura 17.1, *h* se utilizează rar din cauza influenței nefavorabile a deformației arborilor asupra treptei de turație joasă, care este cea mai solicitată.

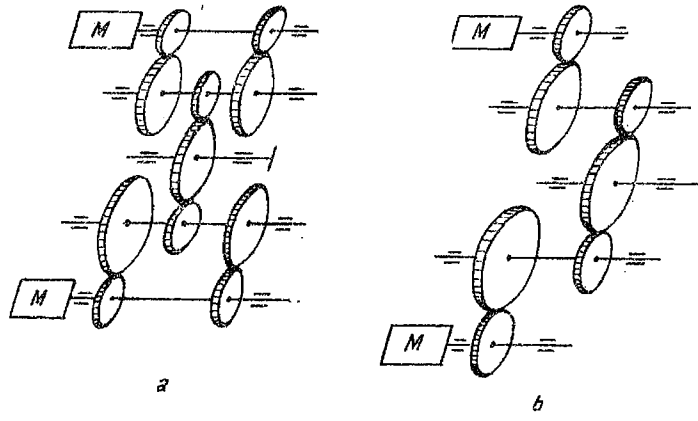


Fig. 17.2.

La reductorul din schema din figura 17.1, *i* se utilizează de obicei în treapta a doua roți dințate cu dinți în V și în treapta întîi cîte două roți dințate cu dinți înclinați, înclinarea dinților fiind egală și de sens opus.

Arborii reductoarelor din figurile 17.1, *h* și 17.1, *i* nu se fixează în sens axial, în afara ultimului arbore, care fiind cel mai greu se fixează axial. Prin aceasta se asigură compensarea unor abateri ale înclinării dinților celor două roți.

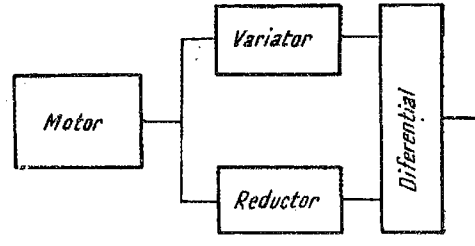
Reductoarele în două trepte conice-cilindrice (fig. 17.1, *g*) se execută cu angrenajul conic în prima treaptă (v. § 13.1). Pinionul conic se montează de obicei în consolă, utilizîndu-se pentru lagăre montajul în pahar (v. § 22.6).

Reductoarele cu angrenaje melcate (STAS E 7026-64) se execută de obicei cu carcasa divizată în dreptul axei roții melcate. Numai reductoarele mici se execută cu carcase dintr-o bucată avînd un capac lateral prin care se montează roata melcată.

În afara acestor soluții obișnuite de reductoare se utilizează și alte tipuri pentru scopuri speciale. Astfel, în cazul reductoarelor de putere mare se folosește adesea soluția cu însumarea puterii a două motoare (fig. 17.2).

O altă soluție modernă este combinarea reductoarelor cu variatoarele, constînd dintr-un reductor și variator în cele două ramuri și un angrenaj diferențial de însumare, soluție prezentată schematic în figura 17.3.

Fig. 17.3.



Deoarece variatoarele nu permit transmiterea de puteri mari, angrenajul diferențial de însumare este astfel dimensionat încît numai o mică parte din puterea totală trece prin variator.

17.4. ELEMENTELE CONSTRUCTIVE ALE REDUCTOARELOR

Reductoarele constau din următcarele elemente principale (fig. 17.4).

Corpul și capacul reductorului *1*, roțile dințate, lagărele reductorului *2*, capacele rulmenților *3*, capacul de vizitare *4*, răsuflătoarea *5*, dispozitive și șuruburi de ridicare *6*, arbori *7*, știfturi conice de montaj *8*, inele de distanțare *9*, orificiu și dop de golire *10*, indicator de nivel *11*, elemente de etanșare *12*, pene *13*, șuruburi *14*, garnitură pentru reglarea rulmenților *15*, garnitură pentru reglarea roților conice *16*, pahar *17*, piulițe de rulmenți *18*, inel de aruncare *19*, canal de colectare *20*.

La reductoare de puteri mici și mijlocii se utilizează adesea carcase întregi, montate cu flanșă pe batiul mașinilor; se utilizează și construcții la care motorul se montează cu flanșă pe reductor.

Corpul și capacul reductorului se execută prin turnare din fontă (obișnuită și superioară), oțel turnat și aliaje de aluminiu. În cazul construcțiilor individuale sau de serie mică se utilizează construcții sudate.

Suprafața de separație între corp și capac trebuie prelucrată fin. La montaj, această suprafață se etanșează cu șelac sau sticlă solubilă; nu se recomandă a se utiliza garnituri, căci acestea ar modifica alezajul din carcasă.

Pentru îmbunătățirea etanșării se execută pe suprafața de separație un canal de colectare a uleiului (poziția 20, fig. 17.4). Totuși executarea acestor canale fiind scumpă, ele se vor evita pe cît posibil.

Dacă suprafața de separație nu este în dreptul lagărelor, atunci această suprafață nu necesită o prelucrare precisă. În acest caz, diametrul exterior al pinionului trebuie să fie mai mic decît diametrul exterior al rulmentului sau paharului.

Pentru mărirea rigidității și pentru reducerea zgomotului și a vibrațiilor, corpul și capacul se prevăd cu nervuri interioare sau exterioare.

Adîncimea băii de ulei se execută suficient de mare, ca uleiul să nu antreneze impuritățile, ci aceasta să se așeze la fundul băii; adîncimea băii va fi cel puțin 20 . . . 30 mm.

Lagărele reductoarelor se construiesc de obicei cu rulmenți și numai la încărcări mari, cu lagăre cu alunecare. Se preferă rulmenții din cauza construcției mai simple a reductorului, a randamentului mai ridicat, a gabaritului axial mai redus și a ungerii mai simple.

Paharele reductoarelor se utilizează pentru montarea prin intermediul lor a rulmenților în carcasa reductorului. Utilizarea lor este avantajoasă la reductoare cu rulmenți de diametre diferite, întrucît permite realizarea în carcasă de locașuri de același diametru. Totodată, prelucrarea acestor loca-

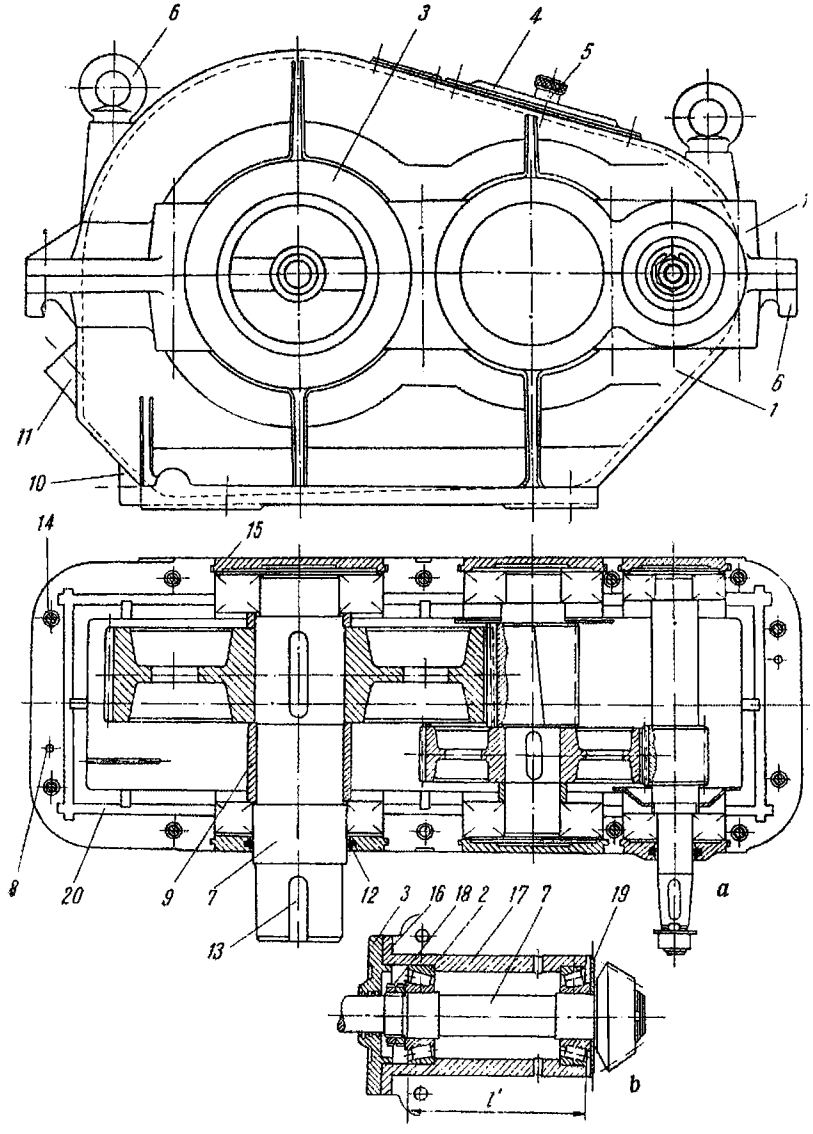


Fig. 17.4.

şuri este mai puţin pretenţioasă. Utilizarea paharelor este larg răspîndit în special la montarea în consolă a pinioanelor conice (fig. 17.4, *b*).

Ştifturile conice se utilizează pentru fixarea precisă a poziţiei capacului faţă de corpul reductorului. Se utilizează două ştifturi, aşezate la capetele opuse ale reductorului (asimetric faţă de planul longitudinal, fig. 17.4).

Orificiul de golire a uleiului trebuie să aibă diametrul $d_g = (1{,}5 \ldots 2{,}0)\delta$ și cel puțin 20 mm (δ — grosimea peretelui). Dopul se etanșează cu carton. Fundul băii se execută înclinat spre orificiul de golire.

Capacele de vizitare se utilizează pentru examinarea roților dințate și pentru verificarea poziției orizontale a reductorului, cu ajutorul nivelei.

Capacele de rulmenți sînt de două feluri : pătrunse și oarbe, după cum arborele trece prin lagăr sau nu.

Răsuflătoarele au rolul de a permite vaporilor de ulei să iasă din carcasă spre a nu forța etanșările.

17.5. ALEGEREA REDUCTOARELOR

Alegerea reductoarelor se efectuează conform STAS E 7086-64 (reductoare cu angrenaje cilindrice și conice) și STAS E 7598-66 (reductoare melcate cilindrice) pe baza următorilor parametri de bază, a căror realizare trebuie asigurată prin funcționarea reductorului : raport de transmitere i ; turația la arborele de turație maximă n_1 și puterea nominală corespunzătoare lui n_1 și i.

Puterea nominală a reductorului ales P_n corespunde unui regim de funcționare constant și fără șocuri și unei durabilități de 50 000 de ore. Ea trebuie să satisfacă următoarele relații :

$$P_n \geqslant P_{ne}; \tag{17.1}$$

$$P_n \geqslant \frac{K_m}{K_r} P_m; \tag{17.2}$$

$$P_n \geqslant \frac{K_a}{K_r} P_a; \tag{17.3}$$

unde :

P_{ne} este puterea nominală echivalentă, care solicitînd reductorul într-un regim de funcționare constant și fără șocuri ar produce într-o perioadă de 50 000 de ore de funcționare același efect asupra reductorului ca și regimul de funcționare real ;

P_a — puterea nominală cerută de mecanismul acționat, la arborele de turație minimă ;

P_m — puterea nominală a mașinii motoare ;

K_m ; K_a — coeficientul de suprasarcină al mașinii motoare respectiv al mecanismului acționat ;

K_r — coeficientul de suprasarcină al reductorului, reprezentînd mărimea solicitării pe care acesta poate s-o preia peste solicitarea corespunzătoare puterii nominale a acestuia.

Valorile acestor mărimi sînt indicate în STAS E 7086-64, respectiv STAS E 7598-66.

17.6. VERIFICAREA REDUCTOARELOR LA ÎNCĂLZIRE

Acest calcul are drept scop de a verifica dacă temperatura de funcționare nu depășește pe cea admisă ($\Delta t \leqslant 50$ °C). Calculul este similar cu cel utilizat pentru verificarea lagărelor la încălzire. Se scrie egalitatea între căldura produsă datorită pierderilor mecanice Q' (admițîndu-se că toate pierderile se transformă în energie termică) și căldura radiată de suprafața carcasei reductorului S în timp de o oră Q''

$$Q' = 3\,600 \cdot 10^3 P(1-\eta) \text{ [J]}; \tag{17.4}$$

$$Q'' = KS\Delta t \text{ [J]}; \tag{17.5}$$

$$3\,600 \cdot 10^3 P(1-\eta) = KS\Delta t. \tag{17.6}$$

Relația (17.6) permite fie calculul suprafeței necesare a carcasei, fie calculul creșterii de temperatură a suprafeței carcasei față de temperatura ambiantă (Δt).

În aceste relații :

η este randamentul angrenajelor montate în reductor (§ 11.2.10);

K — coeficientul de transmitere de căldură al carcasei,

$$K \approx 3 \cdot 10^4 \ldots 6 \cdot 10^4 \left[\frac{\text{J}}{\text{m}^2\,\text{h grad}}\right];$$

S — suprafața carcasei [m^2].

La calculul suprafeței carcasei se vor lua în considerare suprafețele expuse, spălate de lubrifiant. Nu se va considera suprafața de bază montată pe fundație, dar se vor lua în considerație flanșele și nervurile de rigidizare ale locurilor de lagăre.

Dacă creșterea de temperatură a carcasei depășește valoarea admisă atunci se pot lua următoarele măsuri : nervurarea carcasei ; răcirea carcasei cu ventilator ; răcirea uleiului prin introducerea în baie a unei țevi prin care circulă apă rece.

Nervurarea carcasei se va executa numai la exterior. În calculul suprafeței carcasei se va introduce 50% din suprafața nervurilor.

În caz că se folosește ventilator, cantitatea de căldură cedată Q'' este :

$$Q'' = (K_1 S_1 + K S_2) \cdot \Delta t, \tag{17.7}$$

unde :

K_1 este coeficientul de transmitere al suprafeței S_1 nerăcite de ventilator ;

K_2 — coeficientul de transmitere al suprafeței S_2 răcite de ventilator.

$$K_2 \approx 250\, v_v \left[\frac{\text{J}}{\text{m}^2\,\text{h grad}}\right],$$

unde v_v este viteza ventilatorului [m/s].

17.7. CUTII DE VITEZE ȘI CUTII DE AVANSURI

Angrenajele se pot utiliza și pentru construirea de mecanisme cu turație variabilă în trepte ; asemenea mecanisme se numesc *cutii de viteze,* fiind larg utilizate în construcția automobilelor, mașinilor-unelte, tractoarelor, tancurilor etc. La mașini-unelte pentru varierea vitezei de avans se utilizează mecanisme de turație variabilă avînd de obicei o construcție specială numite *cutii de avansuri.*

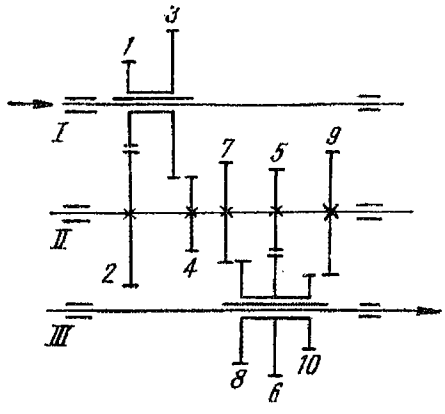


Fig. 17.5.

În timp ce la cutiile de viteze se urmărește prin varierea raportului de transmitere, varierea momentului la arborele condus, la cutiile de avansuri se urmărește în principal varierea turației arborelui de ieșire (este deci un mecanism de moment constant, v. § 10.3.3).

În figura 17.5 este prezentată schema unei cutii de viteze cu trei axe și roți baladoare. Se utilizează cîteodată și cutii de avansuri cu roți baladoare, la care o roată baladoare poate angrena cu o serie de roți de pe arborele condus, avînd numere diferite de dinți, dar avînd aceeași distanță între axe, lucru realizabil prin deplasări de profil corespunzătoare.

Există diferite variante constructive de cutii de viteze și de avansuri. Astfel în cutiile de viteze se folosesc roți baladoare, mecanisme în meandre și mecanisme cu ambreiaje, iar în cutiile de avansuri se folosesc cu precădere conuri de roți dințate și roată basculantă, de tip Norton (vezi cursul de mașini-unelte și prelucrări prin așchiere, cît și cursul de bazele prelucrării pe mașini-unelte).

17.8. INCERCAREA ANGRENAJELOR, A REDUCTOARELOR ȘI A CUTIILOR DE VITEZE

17.8.1. **Introducere.** Încercările unui material, ale unui organ de mașină sau ale unei mașini au ca scop stabilirea parametrilor limită la care materialul rezistă, iar piesa sau mașina își pot îndeplini în mod corespunzător rolul funcțional.

Încercările se execută în condiții cît mai apropiate de cele din exploatare pentru a oferi o bază de comparație cît mai reală. Astfel, încercările angrenajelor se bazează pe cauzele care duc la scoaterea lor din uz (§ 11.2.1). În funcție de aceste cauze s-au stabilit diferite metode de încercare care permit determinarea experimentală a valorilor limită la care funcționarea angrenajului este încă posibilă.

Totodată pentru a garanta calitatea prelucrării, montajului și funcționării corecte pe lîngă respectarea anumitor dimensiuni, în cadrul unor abateri și toleranțe standardizate, cît și a unor condiții de exploatare prescrise cîteva reductoare și angrenaje dintr-o serie de fabricație se supun unor încercări pe stand.

Se recomandă ca înaintea încercării pe stand, angrenajele să fie supuse unui rodaj sub sarcină, care poate fi executat chiar pe standul de încercare (v. § 17.9).

Încercările angrenajelor pot avea următoarele obiective :

a) controlul calității materialelor, al prelucrării și al montajului ;

b) cercetări cu scopul de a stabili anumite cauze constructive, tehnologice sau dimensiuni necorespunzătoare (sub- sau supradimensionări) care duc la ieșirea prematură din uz a angrenajelor, respectiv au ca efect un cost mai ridicat.

Controlul calității prelucrării și a montajului se execută după rodaj, cînd unele mici defecte au fost eliminate. Un mijloc simplu de control complex îl reprezintă măsurarea randamentului (§ 17.8.3), care se poate executa pe standul de încercare, sau măsurarea temperaturii uleiului în timpul încercării.

Cercetările asupra angrenajelor se execută în laboartoare specializate, utilizîndu-se standuri de construcții variate, în funcție de parametrii care se urmăresc la încercarea respectivă.

17.8.2. **Instalații de încercare a angrenajelor.** Instalațiile de încercare a angrenajelor servesc :

a) la stabilirea experimentală a parametrilor de rezistență, durabilitate și randament ale acestora ;

b) la aflarea unor soluții constructive defectuoase (dacă ele există) și la perfecționarea construcției angrenajelor și a organelor auxiliare din construcția reductoarelor (arbori, lagăre, cuplaje, dispozitive de ungere și etanșare etc.);

c) la studiul funcționării angrenajelor atît în regimul normal de funcționare în exploatare, cît și în regimuri extreme ;

d) la rodarea angrenajelor sub sarcină, ceea ce duce la creșterea randamentului și a durabilității acestora ;

e) la studiul comparativ al mai multor soluții constructive, ceea ce permite alegerea soluției optime pentru un caz concret dat.

Există în prezent tendința de a echipa în așa fel standurile de încercare uzinale, încît să permită atît rodarea, cît și măsurarea randamentului angrenajului, organizînd rodajul în funcție de randamentul care se urmărește a se obține la angrenajul respectiv (§ 17.9).

O parte a acestor instalații sînt astfel concepute, încît să pună angrenajele încercate în condiții de funcționare identice sau similare condițiilor de funcționare din exploatare. La cele mai multe instalații există posibilitatea măririi influenței unor factori asupra rezistenței și durabilității angrenajelor încercate. Anumite instalații folosite permit modelarea unor fenomene legate de rezistență și durabilitate pe epruvete de construcție simplă.

Instalațiile de încercat angrenaje se împart ca urmare în următoarele două categorii :

a) instalații lucrînd cu epruvete-roți dințate ;

b) instalații lucrînd cu epruvete simple, care modelează unele fenomene care se produc în angrenaj (epruvete-role, epruvete de oboseală etc.).

Instalațiile utilizate pot fi în flux de energie (circuit) deschis sau închis sau instalații de uz mai general (pulsatoare, standuri de oboseală etc.).

În tabelul 17.3 este indicată o clasificare a instalațiilor de încercare a angrenajelor.

Tabelul 17.3

Clasificarea instalațiilor de încercare a angrenajelor

- Instalații (standarduri) de încercare a angrenajelor
  - După felul epruvetelor
    - epruvete-roți dințate
    - epruvete-role
    - epruvete de oboseală
  - După felul utilajului
    - cu flux de energie deschis
    - cu flux de energie închis
    - pulsator
    - stand de încercare la oboseală

Instalațiile de încercare în circuit (flux de energie) deschis se caracterizează prin aceea că întreaga energie produsă de motorul de antrenare al instalației trece prin angrenajul care urmează a fi încercat, fiind transmisă unui dispozitiv de frînare care o transformă în energie termică. Drept dispozitive de frînare se utilizează frîne cu bandă sau cu saboți, frîne hidraulice, pompe, generatoare electrice care debitează energia pe rezistențe, frîne cu curenți Foucault etc.

Instalațiile de încercare în circuit (flux de energie) închis se caracterizează prin aceea că angrenajul este montat într-un circuit închis în care circulă energia necesară încercărilor. În felul acesta energia care a trecut prin angrenajul de încercat este întoarsă și trece din nou prin acest angrenaj, motorul de antrenare al instalației de încercare trebuind să acopere doar pierderile inevitabile prin frecare din angrenaje, din lagăre și din alte elemente ale instalației.

Toate instalațiile de încercat angrenaje au următoarele părți principale :

a) sistemul de acționare, care pune în mișcare instalația ;

b) sistemul de încărcare, care realizează solicitarea epruvetei ;

c) sistemul de măsurare a încărcării ;

d) sistemul de prindere a epruvetelor ;

e) sistemul de ungere, cu elemente de filtrare și termoreglare care are menirea de a menține constanți parametrii lubrifiației epruvetelor ;

f) contorul de ture care înregistrează numărul de rotații deci al ciclurilor de solicitare a epruvetei ;

g) sistemul de deconectare automată în cazul unor ruperi ;

h) batiul pe care sînt fixate toate sistemele caracteristice ale instalației.

In mod obișnuit, instalațiile de încercat angrenaje sînt acționate de motoare electrice. Pentru o mai ușoară reglare a turației epruvetelor, pentru acționare se folosesc motoare de curent continuu.

Pentru măsurarea puterii consumate de instalațiile de încercare, motoarele de acționare se construiesc cu statoare pendulare sau cu statoare cu cadru și cu posibilitatea de determinare prin cîntărire sau tensometrie a momentului reactiv ce lucrează asupra statorului.

Instalații de încercare lucrînd cu epruvete-roți dințate cu flux de energie deschis. Asemenea instalații constau dintr-un motor electric de acționare, carcasa în care se montează epruvetele-roți dințate care compun angrenajul de încercat și un sistem de frînare. Arborele motor al angrenajului de încercat se cuplează cu motorul de acționare, iar arborele de ieșire cu arborele frînei. Instalația se pune în funcțiune în condițiile mersului în gol, apoi prin frînare progresivă se mărește încărcarea angrenajului încercat pînă sau peste valoarea ei nominală. Măsurarea încărcării realizate se face cu ajutorul frînei și prin măsurarea puterii absorbite de la rețea de motorul de acționare, existînd și posibilitatea determinării randamentului angrenajului încercat (v. § 17.9).

Instalația este cu flux de energie deschis, pentru că puterea transmisă prin angrenaj este consumată în întregime de frînă. Frîna are în același timp rolul de a măsura momentul de frînare. In acest scop frîna trebuie să creeze un moment static de sens contrar momentului transmis prin angrenaj. Măsurarea acestui moment $M=FR$ se face prin determinarea forței F care acționează la brațul R (vezi lucrarea de laborator nr. 6, la disciplina Teoria mecanismelor).

Instalațiile de încercare cu flux de energie deschis prezintă avantajul reproducerii fidele a condițiilor de funcționare reale ale angrenajelor și au o construcție relativ simplă. Totodată ele prezintă un mare grad de universalitate.

Dezavantajele acestor instalații constau în faptul că consumă o cantitate mare de energie pentru încercare, că necesită instalații suplimentare pentru reglarea frînei, cît și motoare și generatoare de putere mare, care reprezintă o putere cu mult mai mare decît puterea nominală la care funcționează angrenajul încercat.

Ca urmare, instalațiile în circuit deschis nu se vor utiliza pentru încercarea angrenajelor la durabilitate sau rezistență, sau pentru rodarea angrenajelor, deoarece aceste încercări sau operații, fiind de durată mare, consumul de energie este mare. Totodată disiparea energiei prezintă mari dificultăți. Ele se pot utiliza cu succes pentru măsurarea randamentului, a temperaturii sau a zgomotului în diferite condiții de încercare.

Instalațiile în circuit deschis mai prezintă dezavantajul că nu pot funcționa decît la anumite turații, la care funcționarea generatorului sau a frînei hidraulice este posibilă ceea ce limitează domeniul de folosire al acestor instalații. Pentru remedierea acestui din urmă neajuns se încearcă concomitent un număr par de angrenaje identice montate astfel încît unul să

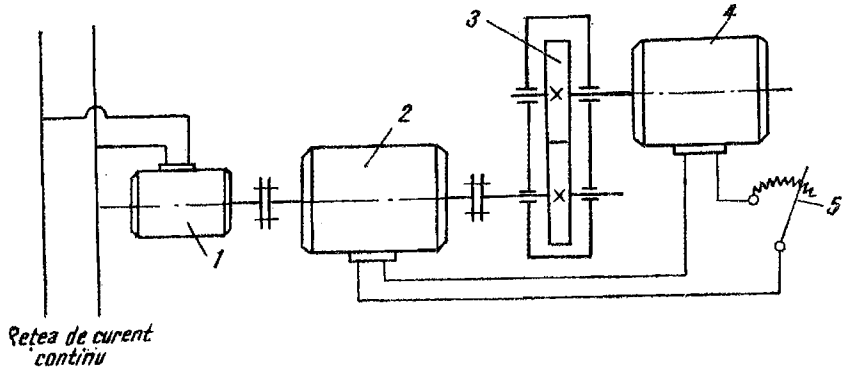


Fig. 17.6.

lucreze ca reductor, iar al doilea ca amplificator, astfel ca turația de ieșire să fie egală cu turația de intrare. Și această soluție prezintă un neajuns: angrenajele mai îndepărtate de motor lucrează la încărcări mai mici, datorită pierderilor (de exemplu, angrenajul al patrulea lucrează la puterea $\eta^3 P$; P fiind puterea motorului de antrenare; η — randamentul unui angrenaj).

Instalațiile de încercare cu flux de energie (circuit) închis pot fi electrice sau mecanice.

Instalațiile de încercare în circuit electric închis (figura 17.6) constau din două motoare electrice de acționare *1* și *2* (de obicei de curent continuu — în ultima vreme se folosesc adesea motoare de curent alternativ trifazate), legate în serie din punct de vedere mecanic (printr-un cuplaj) și care acționează prin intermediul angrenajului de încercat *3*, generatorul de curent continuu *4*. Energia electrică produsă de generatorul *4* alimentează motorul de acționare *2*. Reostatul *5* servește la reglarea sistemului. Motorul *1* servește la completarea de la rețea a energiei necesare pentru învingerea pierderilor interioare din sistem. Instalația descrisă are flux de energie deschis din punct de vedere mecanic, adică angrenajul este acționat de motorul *2*, iar el antrenează, la rîndul său, generatorul *4*, dar acest flux de energie se închide pe cale electrică.

Instalațiile de încercare în circuit electric închis prezintă avantajul unui consum relativ redus de energie, care servește doar pentru acoperirea pierderilor din instalație. Ele prezintă însă și o sumă de dezavantaje. Astfel, atît motorul cît și generatorul trebuie să fie dimensionate la o putere de cel puțin 3—4 ori mai mare decît puterea nominală a angrenajelor ce urmează a se încerca în aceste instalații, pentru a permite încărcări ce depășesc puterea nominală, care să permită ridicarea experimentală a curbei W ö h l e r.

Un alt neajuns îl prezintă faptul că nu pot funcționa decît la anumite turații, la care funcționarea motorului și a generatorului sînt posibile. Apoi nu se pot încerca decît angrenaje cu raport de transmitere egal cu unitatea

sau e nevoie de o transmisie amplificatoare atunci cînd angrenajul încercat este reductor, pentru a asigura condiții cinematice identice motorului și generatorului.

Instalația de încercare cu circuit electric închis mai prezintă neajunsul că necesită o rețea de alimentare de curent continuu, care să acopere pierderile din sistem, care sînt destul de mari, de ordinul a 20—30% din cauza randamentelor scăzute ale motoarelor de curent continuu.

Aceste dezavantaje au ca urmare că utilizarea circuitului electric închis, cu toate că prezintă avantaje funcționale să fie limitată doar la cazuri izolate.

Mai frecvent se utilizează *instalațiile cu circuit închis mecanic.*

Asemenea instalații constau din cel puțin două angrenaje identice, montate în circuit închis, în așa mod încît arborele de ieșire al fiecărui angrenaj este cuplat cu arborele motor al celuilalt.

Prin torsionarea unuia dintre arbori, în sistemul de angrenaje în circuit închis apare o încărcare. Antrenînd din exterior sistemul în circuit închis, fiecare angrenaj încercat va funcționa ca și cînd ar transmite o putere proporțională cu momentul de torsionare realizat în sistemul în circuit închis. În aceleași timp, motorul de acționare va absorbi de la rețea doar puterea necesară învingerii frecărilor din cuplele cinematice ale instalației.

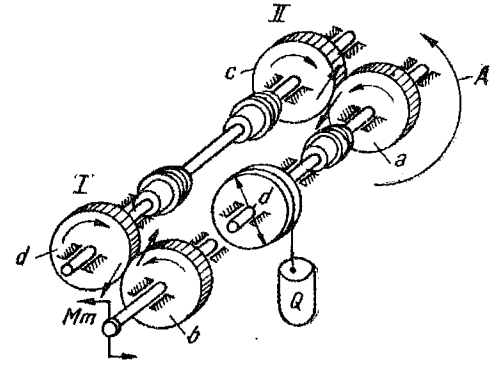
Pentru a înțelege modul de funcționare al unei instalații în circuit închis mecanic, în figura 17.7 este prezentată o instalație de ridicat antrenată prin intermediul a două angrenaje identice, angrenajele *I* și *II* avînd numerele de dinți $z_a = z_b$ și $z_c = z_d$.

Asupra semicuplajului montat pe arborele roții dințate *a* acționează din partea semicuplajului arborelui tobei un moment:

$$M_a = \frac{Qd}{2}. \tag{17.8}$$

Se îndepărtează apoi toba și în locul ei se leagă arborii roților *a* și *b* prin intermediul arborelui *3* cuplat cu ajutorul cuplajelor *2* și *4*. Însă înainte de a efectua cuplarea arborilor celor două roți, se rotesc relativ cele două

Fig. 17.7



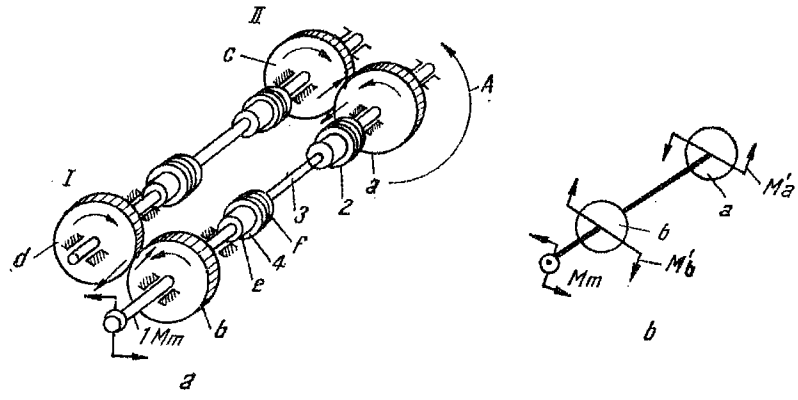


Fig. 17.8.

semicuplaje *e* și *f* ale cuplajului *4* printr-un dispozitiv oarecare (de exemplu prin decalarea locașurilor șuruburilor din cele două discuri ale semicuplajelor), astfel încît să fie realizat un moment de mărimea $M_a = \frac{Qd}{2}$ și avînd ca sens, sensul acelor de ceasornic (fig. 17.8).

În această situație nu este nici o diferență între modul de lucru al angrenajelor din cele două situații analizate (fig. 17.7 și fig. 17.8), desigur dacă ambele se rotesc cu aceeași viteză unghiulară. Într-adevăr, ținînd seama că în ambele cazuri momentele sînt egale, forțele pe dinți, reacțiunile în lagăre și pierderile vor fi aceleași. În ambele cazuri, roțile *b* și *c* sînt motoare, iar roțile *a* și *d* sînt conduse.

În felul acesta, în ceea ce privește rezistența, uzura și încălzirea angrenajelor, în ambele cazuri situația este identică. Există însă o diferență principală: în primul caz (fig. 17.7) puterea P_b reprezintă puterea cheltuită pentru ridicarea sarcinii Q și pentru învingerea frecărilor din transmisii. În cazul al doilea (fig. 17.8), puterea motorului servește numai pentru învingerea frecărilor.

Instalațiile de încercare în circuit închis mecanic prezintă o serie de avantaje:

a) nu necesită instalații de frînare;

b) consumul de energie este foarte mic, fiind de zeci de ori mai mic decît cel corespunzător puterii nominale la care funcționează angrenajul;

c) permite măsurarea cu precizie a randamentului, întrucît energia consumată de la rețea reprezintă chiar pierderile de energie din circuit;

d) datorită consumului redus de energie, instalațiile de încercare în circuit închis mecanic pot fi folosite și ca dispozitive de rodare a angrenajelor.

Instalațiile de încercare cu circuit mecanic închis prezintă o mare varietate de forme constructive, care diferă între ele în principal prin modul de realizare a momentului interior. În tabelul 17.4 se prezintă o clasificare a dispozitivelor de realizare a momentului interior din instalațiile de încercare.

Tabelul 17.4

Clasificarea sistemelor de realizare a momentului interior de încărcare

Sisteme de realizare a momentului interior de încărcare
- Cu dispozitive de torsionare
- Cu fricțiune
- Cu elemente elastice
- Cu carcasă oscilantă
- Cu angrenaje diferențiale
- Cu lanț
- Cu forțe axiale
- Cu forțe inerțiale
- Speciale

Ca exemplu de instalație de încercare a angrenajelor în circuit închis se prezintă standurile avînd un sistem de încărcare cu carcasă oscilantă cu care este echipat în principal laboratorul de încercări al angrenajelor al Catedrei de organe de mașini a Institutului politehnic Timișoara.

Cele mai multe sisteme de încărcare prezintă neajunsul că încărcarea nu se poate realiza decît în repaus și că pentru aceasta este necesar un consum însemnat de timp. Sistemele de încărcare cu carcasă oscilantă elimină acest neajuns, permițînd realizarea încărcării în mers fără consum de energie și timp.

Principiul constructiv al standului cu carcasă oscilantă este redat în figura 17.9.

Încărcarea standului în circuit închis se realizează prin rotirea carcasei angrenajului format din roțile *1* și *2* cu un moment realizat prin suspendarea unor greutăți la extremitatea brațului *5*. Rotirii carcasei oscilante i se opune circuitul închis format din cele două angrenaje, ceea ce are ca efect apariția unor tensiuni pe dinții angrenajelor. Roțile *1* și *3* respectiv *2* și *4* sînt legate între ele prin intermediul arborilor cu cuplaje cardanice *6* și *7*, care permit deplasarea relativă a axelor roților dințate, din cauza rotirii carcasei oscilante.

Prin modificarea greutăților aplicate la capătul brațului *5* se modifică încărcarea angrenajelor din circuitul închis.

Instalații de încercare lucrînd epruvete-role. Încercările de rezistență și durabilitate ale flancurilor dinților roților dințate se pot efectua și pe epruvete-role, al căror contact, în anumite condiții, poate modela fenomenele de ciupire, gripare sau uzură care apar la contactul dintre flancurile dinților roților dințate cu profile evolventice.

Flancurile cu profil evolventic ale dinților a două roți dințate cilindrice cu dinți drepți în contact într-un anumit moment, deci într-un punct M de pe linia de angrenare au aceeași alunecare relativă, ca cilindrii circulari tangenți după o generatoare care trece prin M, ale căror axe trec prin punctele K_1 și K_2 și care se rotesc în jurul axelor lor cu viteze unghilare egale

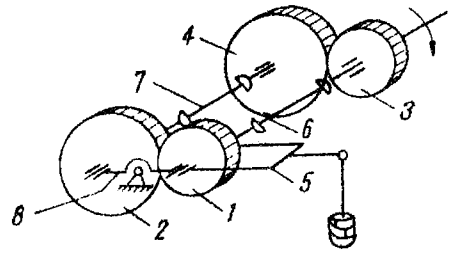


Fig. 17.9.

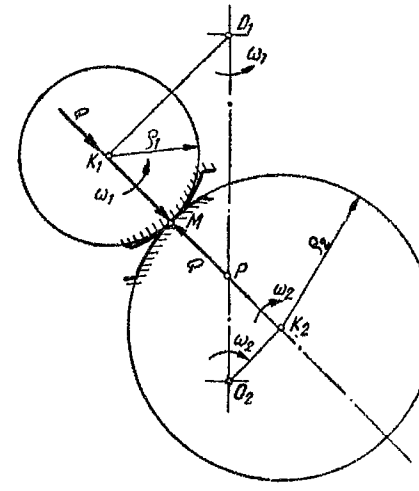


Fig. 17.10.

cu vitezele unghiulare ale roților dințate (fig. 17.10). Presiunea pe flancurile dinților este egală cu presiunea pe suprafețele celor doi cilindri, care ar avea lungimea egală cu lățimea dinților și ar fi apăsați unul pe celălalt cu o forță Q egală cu forța normală pe flancurile dinților.

Deci, condițiile de contact dintre flancurile dinților în punctul M corespund condițiilor de contact dintre cei doi cilindri considerați. Încercarea de rezistență și durabilitate a flancurilor dinților roților dințate într-o anumită zonă a suprafețelor lor se poate modela prin încercarea de durabilitate și rezistență a suprafețelor rolelor cilindrice echivalente.

Instalațiile cu role care reproduc starea de solicitare de contact pe toată suprafața flancurilor dinților în angrenare se folosesc în mod deosebit la modelarea încercărilor de uzură a flancurilor dinților roților dințate.

La încercările de *pitting* și gripare pentru care se cunoaște zona în care se produce solicitarea de contact cea mai defavorabilă, se preferă instalații care modelează solicitarea de contact doar într-o anumită zonă de contact bine determinată pe suprafața flancurilor și anume în zona cea mai solicitată. Aceste instalații au o construcție mai simplă și sînt mai ușor de exploatat.

17.8.3. Metodica de determinare experimentală a caracteristicilor energetice și de rezistență ale angrenajelor. Determinarea randamentului angrenajelor și a reductoarelor.

Determinarea experimentală a randamentului angrenajelor prezintă o importanță deosebită întrucît randamentul reprezintă un indicator global al calității unui angrenaj, dînd indicații prețioase asupra calității execuției și a montajului roților dințate și a organelor auxiliare.

Măsurarea randamentului se execută după ce angrenajul a fost în prealabil rodat în mod corespunzător (v. § 17.9).

Determinarea randamentului angrenajelor se face prin încercarea unor angrenaje formate din epruvete-roți dințate, a unor reductoare sau a unor cutii de viteze pe standuri cu flux de energie deschis sau închis.

Determinările se pot referi la randamentul global al angrenajului, ținîndu-se seama de puterea pierdută prin frecarea în lagăre, prin frecarea organelor de mașini rotitoare cu aerul, cît și prin frecarea de rostogolire și alunecare între flancurile dinților sau la randamentul de angrenare, care ține seama doar de pierderile de putere prin frecare între flancurile dinților.

Pentru determinarea randamentului global al angrenajelor în instalații deschise se măsoară puterea transmisă la frînă P_f și puterea absorbită de motor P_m. Randamentul va fi :

$$\eta = \frac{P_f}{P_m}. \tag{17.9}$$

Determinarea rezistenței dintelui la rupere prin oboseală. Această caracteristică se poate determina în 3 moduri :

a) pe epruvete-roți dințate lucrînd în condiții de angrenare ;

b) pe epruvete-roți dințate încercate într-un pulsator ;

c) pe epruvete clasice pentru încercări la oboseală.

Stabilirea experimentală a rezistenței rădăcinii dintelui într-o instalație de încercare în care roata dințată lucrează în condiții de angrenare este cea mai completă metodă de încercare pentrucă aici se ține seama de materialul roților, de forma dintelui, de condițiile specifice angrenării, de eventualele solicitări dinamice datorite impreciziei de prelucrare. Metoda de încercare prezintă însă neajunsul că necesită epruvete complexe (roți dințate) și durata încercărilor este relativ mare. Pentru ridicarea unei diagrame de oboseală (W ö h l e r) sînt necesare cel puțin 8—10 roți și durata încercărilor se prelungește la o lună și mai mult.

Ridicarea diagramei W ö h l e r se face în același mod ca la celelalte încercări la oboseală. Pentru aceste încercări standul de încercare trebuie să fie prevăzut cu o instalație de deconectare în momentul ruperii unui dinte. Acest lucru este simplu de realizat la instalațiile de încercat în circuit închis, întrucît în momentul ruperii unui dinte, torsiunea arborilor și încărcarea dinților se reduce la zero. Aceasta are ca urmare reducerea curentului luat de motorul de antrenare de la rețea, astfel încît un releu de curent poate deconecta automat motorul.

Pentru a reduce numărul de epruvete necesare, roțile dințate se pot încerca pe pulsator, în care caz fiecare dinte reprezintă o epruvetă. In acest scop se montează la pulsator un dispozitiv special, cu doi dinți de cremalieră care vin în contact cu doi dinți ai roții de încercat pe care îi supune alternativ la un ciclu pulsator sau alternant.

Încercarea prezintă neajunsul că ține seama doar de ciclul solicitării și de forma dintelui, dar nu ține seama de ceilalți factori care influențează rezistența dintelui la rupere prin oboseală.

Totuși combinarea celor două metode de încercare permite stabilirea influenței diferiților factori constructivi și funcționali asupra rezistenței la

oboseală, permițînd utilizarea de relații pentru calculul rezistenței dintelui la rupere prin oboseală în care intră rezistența la oboseală a materialului roții determinată pe epruvete clasice, afectînd aceasta de factorii de formă și funcționali determinați prin metodele de mai sus.

Încercarea roților dințate la rupere prin oboseală prezintă interes îndeosebi la roțile dințate din materiale plastice și la roțile din oțel cu flancuri foarte dure.

Determinarea rezistenței la ciupire a suprafeței flancurilor dinților.

Determinarea experimentală a rezistenței suprafeței flancurilor dinților la ciupire se face în două moduri :

a) pe epruvete-roți dințate, lucrînd în instalații de încercat angrenaje ;

b) pe epruvete-role, în instalații care modelează fenomenul solicitării de contact pe flancul dinților.

Încercările au scopul de a stabili o relație între mărimea solicitării de contact a flancului dintelui și numărul de cicluri de solicitare la care se produce distrugerea suprafeței flancurilor prin ciupire. Relația transpusă în formă grafică are aspectul unei diagrame de oboseală de tip W ö h l e r.

Ca măsură a solicitării de contact se adoptă în mod convențional mărimea presiunii pe flancul dintelui în momentul cînd contactul se produce pe linia polilor.

Numărul de cicluri de solicitare la care se consideră suprafața dintelui distrusă prin ciupire, se alege în mod convențional drept acel număr de cicluri după care pe dinții roții dințate încercate există un număr de 40—50 de ciupituri mari, repartizate în mod uniform pe toți dinții. În acest caz există certitudinea că a apărut fenomenul de ciupire progresivă, care după un număr suplimentar de cicluri de solicitare duce la distrugerea efectivă a flancurilor dinților. Nu se vor lua în considerare la aprecierea numărului de ciupituri pe dinții roților dințate, ciupiturile apărute în număr mare pe colțurile dinților. Ele se datoresc suprasolicitărilor locale, provocate de erori de paralelism ale axelor roților dințate sau bătăii frontale a dinților.

Pentru determinarea curbei de oboseală la solicitarea de contact a suprafeței flancului dinților se realizează o anumită presiune pe flancul dinților epruvetelor roți-dințate sau pe suprafețele epruvetelor-role și se pune în funcțiune instalația de încercare pînă cînd apare pe flancul dinților sau suprafețele rolelor, numărul de ciupituri convențional admis ca indiciu pentru distrugerea flancului.

Numărul de cicluri de solicitare realizate și solicitarea de contact aplicată vor fi coordonatele punctului de încercare în diagrama de oboseală.

17.9. RODAJUL ANGRENAJELOR, AL REDUCTOARELOR ȘI AL CUTIILOR DE VITEZE

Rodajul joacă un rol foarte important în durata de funcționare și în buna comportare a unui reductor sau a unei cutii de viteze ; de aceea trebuie să i se acorde importanța cuvenită.

Ca standuri de rodaj se pot folosi atît standurile în circuit deschis, cît și standurile în circuit închis. Deoarece primele duc la un consum însemnat de energie, în general utilizarea lor ca standuri de rodaj trebuie evitată.

Se recomandă următoarea schemă de rodaj pentru reductoare cu angrenaje cilindrice și conice (fig. 17.11):

Se rodează angrenajul în gol cu o viteză unghiulară $(0,3 \ldots 0,4)\omega_0$ (ω_0 — viteza unghiulară de regim) timp de o jumătate de oră pînă la o oră (t_1) în ambele sensuri (dacă angrenajul funcționează și reversibil). În această perioadă se verifică dacă funcționarea cinematică este corectă, dacă nu se produc încălziri exagerate ale lagărelor, dacă ungerea și etanșarea funcționează corect.

După aceea, se încarcă angrenajul în trepte (3 pînă la 5 trepte egale) pînă la momentul de regim M_0 al angrenajului. Durata de încărcare a fiecărei trepte este de cel puțin jumătate de oră. Viteza unghiulară de lucru în această perioadă se ia $0,5\ \omega_0$. Trecerea de la o treaptă de încărcare la cealaltă se face lin și fără șocuri. Timpul t_3 la care angrenajul se va roda la viteza unghiulară de regim ω_0 va fi cel puțin o oră. Rodajul are loc în ambele sensuri, dacă angrenajul va lucra în exploatare în ambele sensuri.

Dacă nu se constată defecte (zgomot prea mare, gripare, vibrații, încălziri de lagăre, uleiul de ungere nu se încălzește peste limita admisă, iar pata de contact este corespunzătoare), angrenajul se supune unor încărcări peste cele de regim și anume: $1,4\ M_0$ timp de 20 minute (t_4) la viteza unghiulară ω_0 și $2\ M_0$ timp de 3 minute (t_5) la viteza unghiulară $0,5\ \omega_0$.

Ungerea angrenajului în timpul rodajului se execută cu lubrifiantul prevăzut în proiect. Temperatura uleiului se controlează din oră în oră și la fiecare fază a rodajului. Se urmărește de asemenea zgomotul produs de angrenaj.

Se poate recomanda și măsurarea randamentului angrenajului în diferite faze ale rodajului, ceea ce permite urmărirea îmbunătățirii calității angrenajului prin rodaj. De altfel schema de rodaj propusă este informativă: prin urmărirea pe parcurs a randamentului, a temperaturii uleiului din baie și a zgomotului se poate stabili o tehnologie de rodaj corespunzătoare pentru angrenajul ce se rodează.

După rodaj, reductorul, respectiv cutia de viteze se curăță de praful metalic rezultat în urma rodajului și de ulei. Se verifică cu atenție roțile dințate și lagărele.

După terminarea rodajului se trece la încercări de control (randament, zgomot, încălzire). Ele se execută de asemenea la diferite încărcări, însă la viteza unghiulară nominală ω_0 (de regim).

La fiecare treaptă de încărcare, după atingerea temperaturii stabilizate (de regim) se măsoară temperatura și zgomotul. La încărcarea de regim se măsoară și randamentul, care permite a se verifica obiectiv economicitatea angrenajului, calitatea prelucrării și a montajului.

Rodajul angrenajelor melcate se execută ca și la angrenajele cilindrice și conice, însă pe baza unei diagrame puțin diferite prezentate în figura 17.12.

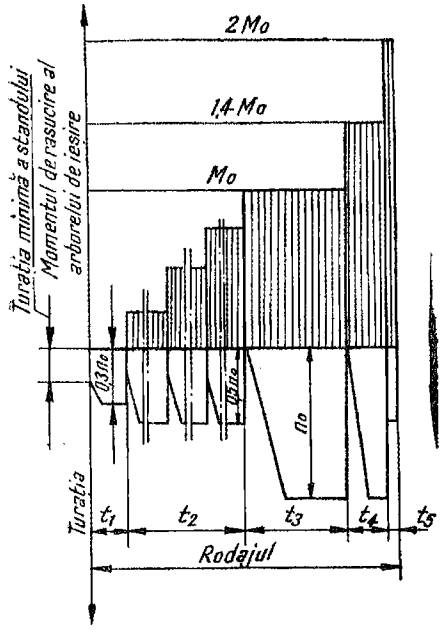


Fig. 17.11.

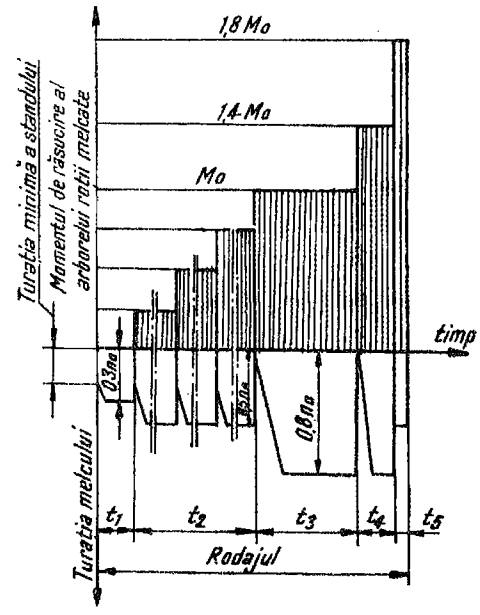


Fig. 17.12.

În această diagramă $t_1 = (0{,}5 \ldots 1)$ oră ; $t_2 = 0{,}5$ ore pentru fiecare din cele 3 trepte ; $t_3 = 1$ oră ; $t_4 = 10$ minute ; $t_5 = 2$ minute.

Ca urmare, standurile de încercare permit atît rodajul, cît şi controlul complex al angrenajelor, permiţînd stabilirea după rodaj a caracteristicilor de calitate ale reductorului sau ale cutiei de viteze, măsurîndu-se randamentul la încărcarea şi viteza unghiulară de regim, încălzirea uleiului şi zgomotul produs.

18. TRANSMISIA PRIN LANŢURI

18.1. DEFINIŢIE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Transmisia prin lanţuri este o transmisie prin angrenare, mişcarea transmiţîndu-se între două sau mai multe roţi de lanţ prin contactul dintre dinţii roţilor de lanţ şi rolele (bucşele, bolţurile) zalelor lanţului.

Lanţul, la rîndul său, este un organ de maşină format dintr-un şir de elemente asemănătoare (inele, zale, verigi, plăci) articulate între ele şi putînd fi solicitat numai la tracţiune.

În transmisia prin lanț, în afara lanțului și a roților de lanț se utilizează și unele elemente auxiliare, ca : elemente pentru ungere, susținere, protecție etc.

Avantajele transmisiei prin lanț sînt următoarele :

a) încărcare redusă pe arbori (deoarece mișcarea se transmite prin angrenare) ;

b) randamente relativ mari ($\eta = 0{,}96 \ldots 0{,}98$) ;

c) gabarit redus (roțile de lanț permit un diametru mic și distanță mică între axe) ;

d) permite transmiterea puterii concomitent la mai mulți arbori, deoarece nu necesită unghiuri mari de înfășurare ;

e) poate funcționa și în condiții grele de exploatare (praf, coroziune) ;

f) nu are alunecări ;

g) permite transmiterea de puteri relativ mari ;

h) permite îmbinarea ușoară a capetelor lanțului.

Printre dezavantajele transmisiei prin lanț se numără următoarele :

a) este o transmisie rigidă, transmite șocurile și vibrațiile, produce vibrații, zgomot ;

b) necesită un montaj precis al arborilor și roților (mai precis decît la transmisia prin curele) ;

c) necesită o întreținere mai pretențioasă (decît la curele);

d) are o durabilitate limitată ;

e) are un preț de cost ridicat ;

f) are un mers neliniștit (viteză unghiulară variabilă) ;

g) permite viteze relativ mici ($v \leqslant 22$ m/s).

Transmisia prin lanțuri se recomandă a se utiliza în următoarele cazuri :

a) cînd se impune un anumit gabarit (distanțe între axe prea mari pentru angrenaje și prea mici pentru curele) ;

b) pentru transmiterea puterii la mai mulți arbori ;

c) în cazul funcționării în condiții grele de exploatare (praf, coroziune — mașini agricole, mașini rutiere, mașini de ridicat și transportat, vehicule, mașini de construcții, mașini de turnat etc.).

Transmisia prin lanț permite transmiterea de puteri pînă la 4 000 kW, la viteze unghiulare pînă la 500 rad/s ; viteze pînă la 22 m/s și distanțe între axe pînă la 8 metri.

Performanțele pot fi mărite prin unele măsuri constructive : ca de exemplu, la distanțe foarte mari între axe se folosesc role sau roți de ghidare, cît și ghidaje ; la distanțe mici, dispozitive de întindere, iar la transmisii cu șocuri mari, ghidaje de cauciuc.

Clasificarea transmisiei prin lanțuri este indicată în tabelul 18.1.

În acest capitol se studiază numai lanțurile de transmisie ; lanțurile de tracțiune se studiază la disciplina „Aparate de ridicat și transportat".

Lanțul cu eclise și bolțuri, numit și lanț G a l l e (fig. 18.1), constă din zale formate din plăcuțe (eclise) articulate între ele cu bolțuri. Capetele bolțurilor sînt închise prin nituire.

Tabelul 18.1

Clasificarea lanțurilor de transmisie

- Lanțuri
  - Cu eclise și bolțuri (viteză mică)
  - Cu eclise, bolțuri și bucșe
    - cu bucșă fixată în eclisă (viteze medii)
    - cu bucșă liberă (rolă)
  - Cu eclise, bolțuri, bucșe și role — viteză mare, sarcini mari
    - cu un rînd
    - cu 2 rînduri
    - cu 3 rînduri
  - Cu dinți (viteză foarte mare)
  - Cu elemente bloc (fasonate) — pentru precizie redusă
  - De construcții diferite

În zalele exterioare eclisele sînt strînse pe bolțuri, iar la cele interioare eclisele sînt articulate.

Lanțul cu eclise și bolțuri se folosește mai mult ca lanț de tracțiune; ca lanț de transmisie se utilizează numai la viteze mici, din cauză că avînd suprafețe de contact mici în articulații, uzura este pronunțată.

Lanțul cu eclise, bolțuri și bucșe (fig. 18.2) remediază neajunsul de mai sus, asigurînd o durabilitate mai mare a lanțului. Se utilizează la viteze medii ($v \leqslant 3$ m/s) și sarcini mari.

Pentru a mări și mai mult durabilitatea lanțului, angrenarea lanțului cu dintele roții de lanț se realizează prin rostogolirea rolei (*lanțul cu eclise, bolțuri, bucșe și role,* fig. 18.3). El se utilizează la viteze și sarcini mari ($v \leqslant 15$ m/s).

La acest lanț zaua exterioară constă din două eclise presate pe bolțuri, iar zaua interioară constă din două eclise presate pe bucșe. Bucșele sînt montate cu joc pe bolțuri (articulația lanțului). Pe bucșe sînt montate cu joc rolele.

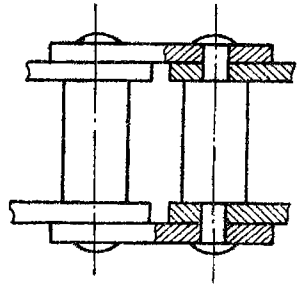


Fig. 18.1.

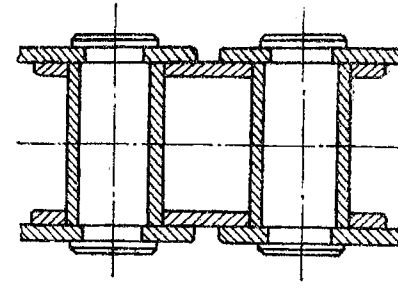


Fig. 18.2.

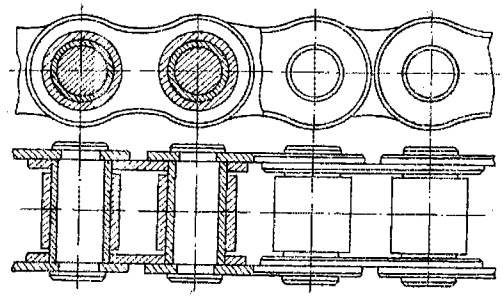


Fig. 18.3.

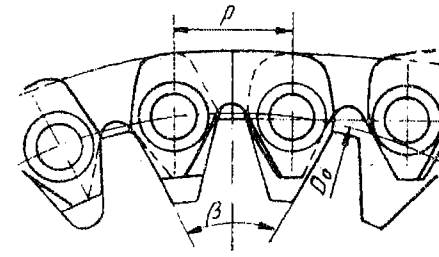


Fig. 18.4.

Lanțul cu eclise dințate este format din eclise dințate înșirate una lîngă alta articulate prin bolțuri transversale (fig. 18.4). La acest lanț angrenează eclisele cu dinții roții de lanț, spre deosebire de lanțurile descrise mai sus la care angrenează bolțul, bucșa sau rola. Sînt silențioase și se utilizează la viteze foarte mari, necesitînd în schimb o precizie ridicată.

Pentru a reduce uzura din articulații se utilizează o articulație tip cîntar (frecarea de alunecare se înlocuiește cu una de rostogolire — fig. 18.5).

Pentru împiedicarea căderii lanțului se utilizează o eclisă centrală de conducere, care intră într-un canal practicat în roata de lanț.

Lanțurile cu elemente bloc constau din elemente fasonate, turnate sau matrițate de diferite forme (de obicei în formă de cadru). În figura 18.6 este reprezentat *lanțul Ewart*, constînd din zale în formă de cadru, una din laturi avînd forma de cîrlig în care intră latura opusă a zalei următoare. Se utilizează în special la mașini ce lucrează în condiții grele (praf, coroziune — mașini agricole, mașini de turnat etc.).

Fig. 18.5.

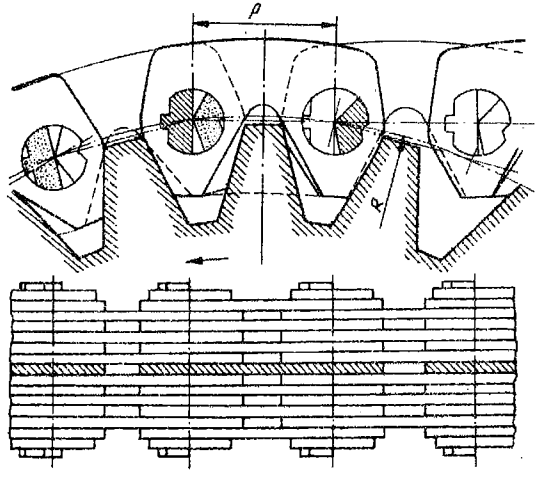
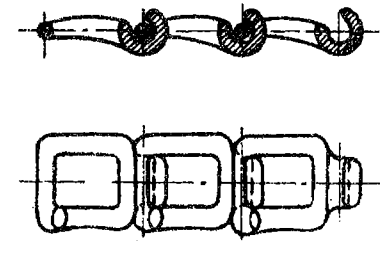


Fig. 18.6.



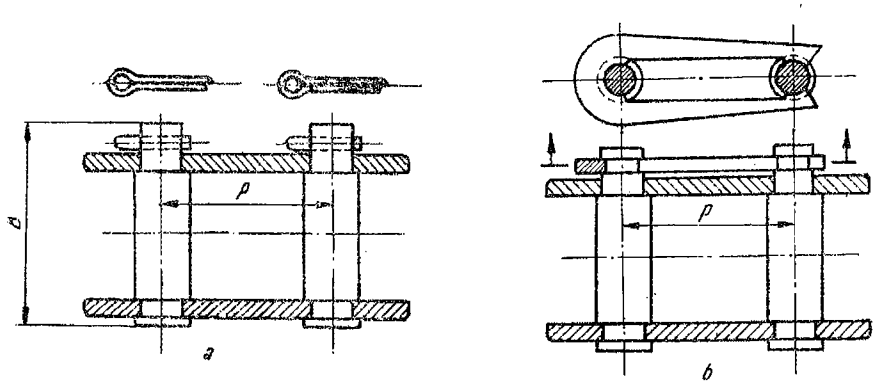


Fig. 18.7

Zalele de încheiere ale lanţurilor au de obicei o formă specială (fig. 18.7).

Fixarea zalelor de încheiere se poate face cu următoarele elemente: piuliţă, şplint (fig. 18.7, *a*), clemă sau sîrmă (fig. 18.7, *b*).

În tabelul 18.2 sînt sistematizate principalele caracteristici ale lanţurilor de transmisie standardizate.

Printre transmisiile prin lanţ se numără şi variatoarele cu lanţ de tip PIV. La acestea mişcarea se transmite prin angrenarea dintre un lanţ cu plăcuţe mobile şi roţile dublu conice cu deschidere variabilă, prevăzute cu canale radiale. Există şi variatoare cu lanţ la care mişcarea dintre lanţ şi roată de lanţ (dublă conică) se transmite prin frecare (v. § 18.5).

Tabelul 18.2

Dimensiunile, sarcinile de rupere a lanţurilor şi sarcinile de măsurare a pasului

Simbolul lanţului	Pasul, p	Lăţimea interioară, a_{min}	Lăţimea peste eclisele interioare $a_{1\,max}$	Diametrul exterior al rolei, $d_{1\,max}$	Diametrul interior al bucşei, $d_{2\,min}$	Boltul				Lăţimea eclisei		Grosimea eclisei, $q \approx$	Jocul între eclise, µm	Distanţa între rînduri, e	Sarcina	
						Diametrul, $d_{3\,max}$	Lungimile			interioare, $b_{1\,max}$	exterioare, $b_{2\,max}$				minimă de rupere S_r	de măsurare S_p
							$f_1 \approx$	$f_2 \approx$	$f_3 \approx$							

18.2. ELEMENTE GEOMETRICE ALE TRANSMISIEI PRIN LANȚ

Principalele elemente geometrice ale unei transmisii prin lanț sînt următoarele: pasul, numerele de dinți și diametrele roților, profilurile dinților, distanța între axe, lungimea și lățimea lanțului.

Pasul lanțului este standardizat sau tipizat.

Numărul de dinți al roții mici z_{1min} se alege cît mai mare, ceea ce contribuie la mărirea durabilității transmisiei, fiind limitat superior de gabarit. Tot în același scop, numărul de dinți al roții mici z_1 se alege par sau impar (invers ca la lanț), ceea ce contribuie la un rodaj corect al elementelor transmisiei.

La lanțul cu eclise, bolțuri, bucșe și role $z_{min} > 17$ (eventual $\geqslant 9$), iar la lanțul dințat $z_{min} > 19$ (eventual $\geqslant 13$).

Din motive de gabarit, cît și din cauza tendinței de ridicare a articulației pe profilul dintelui, numărul maxim de dinți este limitat superior:

— la lanțul cu role $z_{max} \leqslant 120$;

— la lanțul dințat $z_{max} \leqslant 140$.

Deoarece *pasul lanțului* este standardizat, cercul de divizare al roții de lanț se definește în funcție de acesta; cercul de divizare este cercul care trece prin centrele rolelor (fig. 18.8):

$$R_1 = \frac{p}{2 \sin \frac{\pi}{z_1}}; \quad R_2 = \frac{p}{2 \sin \frac{\pi}{z_2}}. \tag{18.1}$$

Pentru calculul lungimii lanțului trebuie să se țină seama de faptul că lanțul constă din zale și deci este mai avantajos să se exprime lungimea prin numărul de zale al lanțului.

Lungimea lanțului admițînd o înfășurare circulară în locul celei poligonale este [relația (9.6)]:

$$L \approx 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}.$$

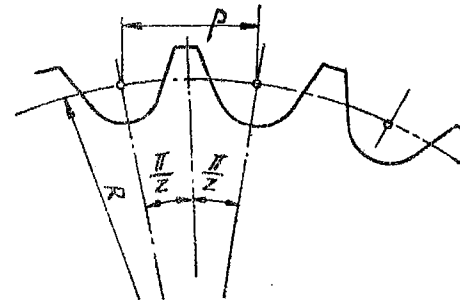


Fig. 18.8.

Numărul de zale N_z din care este format lanțul rezultă admițînd aproximația :

$$\pi D \approx pz$$

unde :

D este diametrul roții de lanț ;

p — pasul lanțului ;

z — numărul de dinți ai roții de lanț.

$$L = 2A + \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \frac{p^2 (z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 A} . \tag{18.2}$$

Numărul de zale N_z este :

$$N_z = \frac{L}{p} = 2\frac{A}{p} + \frac{1}{2}(z_1 + z_2) + \frac{p(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 A} .$$

Ca urmare :

$$N_z = 2\frac{A}{p} + \frac{1}{2}(z_1 + z_2) + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{A} . \tag{18.3}$$

Rezolvînd ecuația (18.2) se poate scrie distanța între axe :

$$2A^2 + \left[(z_1 + z_2)\frac{p}{2} - L\right]A + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 p^2 = 0,$$

$$A = \frac{1}{4}\left[L - \frac{z_1 + z_2}{2} p + \sqrt{\left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} p\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 p^2}\right],$$

sau

$$A = \frac{p}{4}\left[N_z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(N_z - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right]. \tag{18.4}$$

Distanța optimă între axe este :

$$A_{opt} = (30 \ldots 50)p.$$

Distanța maximă între axe este :

$$A_{max} \leqslant 80\, p.$$

Pentru tensionarea lanțului, distanța între axe A calculată se reduce cu $(0{,}002 \ldots 0{,}04)A$.

Diametrul de vîrf al roții de lanț cu role este (fig. 18.9):

$$D_e = D + 2a_0 , \tag{18.5}$$

unde :

a_0 este înălțimea capului dintelui roții de lanț ;

$$a_0 = 0{,}8\, d_r , \quad (z \leqslant 12);$$

$$a_0 = 0{,}9\, d_r , \quad (z > 12).$$

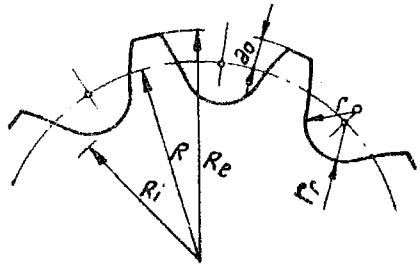


Fig. 18.9.

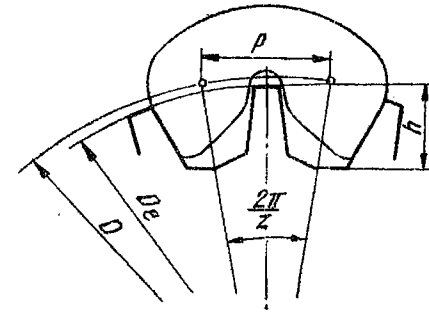


Fig. 18.10.

Fundul golului se racordează cu o rază r ceva mai mare decît raza rolei r_r pentru a evita înțepenirea lanțului :

$$r=0{,}5025\, r_r+0{,}05 \text{ mm}.$$

Unghiul la fundul golului dintre dinți este :

$\alpha=58°\ldots62°$ (în funcție de raportul p/d_r ; valori superioare pentru valori superioare ale raportului p/d_r).

Diametrul de fund este :

$$D_f=D-d_r\,.$$

Diametrul de vîrf al roții de lanț dințat este (fig. 18.10) :

$$D_e=p\operatorname{cotg}\frac{\pi}{z}\,.$$

Celelalte elemnte geometrice ale roții de lanț sînt indicate în standarde sau în prospectele fabricilor producătoare.

Prin *lățimea lanțului* se înțelege acea mărime care determină lățimea dintelui roții de lanț.

Forma profilului dintelui roții de lanț este determinată de cinematica angrenării lanțului cu roata de lanț. Spre deosebire de angrenaje, aici se găsesc concomitent în contact aproximativ jumătate din numărul de dinți ai roții de lanț, iar din cauza abaterilor de pas, contactul are loc pe o porțiune redusă a înălțimii dintelui.

Din acest motiv s-a abandonat profilarea dintelui roții de lanț cu role, cu arce de cerc (cum se recomandă în literatura de specialitate mai veche).

Problema stabilirii formei optime a profilului flancului dinților roților de lanț este încă nerezolvată din punct de vedere teoretic. Din această cauză profilul danturii roților de lanț se stabilește pe bază de standarde diferite în diferitele țări, după practica fiecăreia.

In prezent standardele respective sînt în curs de schimbare, în urma adoptării unui standard ISO, care însă nu precizează *forma efectivă a profilului*,

ci indică *profilurile limită* (cîmpul de profiluri) între care trebuie să se încadreze profilul efectiv.

De remarcat că un lanț cu pas mărit (prin execuție sau uzură) poate angrena, în anumite limite, cu roata de lanț; un lanț cu pas mai mic decît pasul roții de lanț nu poate funcționa. Abaterile maxime ale pasului sînt:

— pentru lanțul cu role $\Delta p/p = 2/z_2$;

— pentru lanțul dințat $\Delta p/p = 2{,}4/z_2$.

18.3. CINEMATICA ANGRENĂRII

Datorită înfășurării poligonale a lanțului, viteza acestuia este variabilă (fig. 18.11).

Viteza lanțului după direcția ramurii (longitudinal) v_l are următoarele valori:

$$v_l = v_1 \cos\gamma_1 = R_1\omega_1 \cos\gamma_1, \quad \text{respectiv} \quad v_l = v_2 \cos\gamma_2 = R_2\omega_2 \cos\gamma_2. \tag{18.6}$$

Viteza lanțului după direcția normală pe ramură este:

$$v_{n1} = v_1 \sin\gamma_1 = R_1\omega_1 \sin\gamma_1; \quad v_{n2} = v_2 \sin\gamma_2 = R_2\omega_2 \sin\gamma_2. \tag{18.7}$$

Raportul de transmitere este:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_l}{R_1 \cos\gamma_1} \cdot \frac{R_2 \cos\gamma_2}{v_l} = \frac{R_2 \cos\gamma_2}{R_1 \cos\gamma_1}.$$

Din figura 18.11 se vede că $\gamma_{max} = \frac{\pi}{z}$ și $\gamma_{min} = 0$, ca urmare:

$$v_{l\,max} = R_1\omega_1; \quad v_{l\,min} = R_1\omega_1 \cos\frac{\pi}{z_1};$$

$$v_{n1\,max} = R_1\omega_1 \sin\frac{\pi}{z_1}; \quad v_{n1\,min} = 0.$$

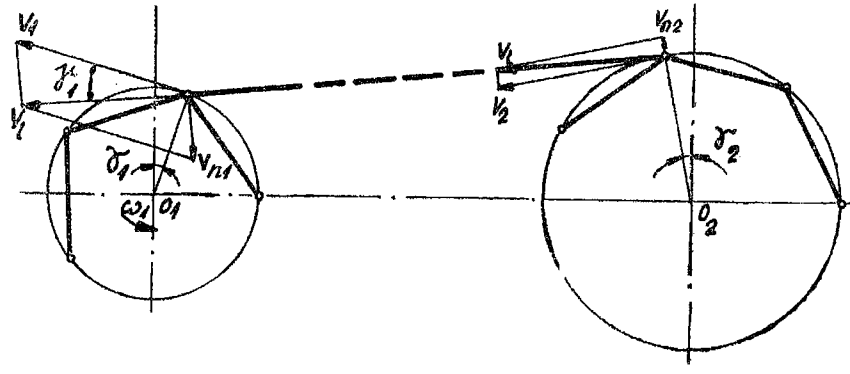


Fig. 18.11.

Acceleraţiile lanţului sînt:

$$a_l = \frac{dv_l}{dt} = -R_1\omega_1^2 \sin\gamma_1;$$

$$a_{l\,max} = -R_1\omega_1^2 \sin\frac{\pi}{z_1}; \quad a_{l\,min} = 0; \tag{18.8}$$

$$a_{n1} = \frac{dv_{n1}}{dt} = R_1\omega_1^2 \cos\gamma_1;$$

$$a_{n1\,max} = R_1\omega_1^2; \quad a_{n1\,min} = R_1\omega_1 \cos\frac{\pi}{z_1}. \tag{18.9}$$

Înlocuind relaţia (18.1), $R_1 \sin\frac{\pi}{z_1} = \frac{p}{2}$ în relaţia (18.8) se poate scrie $a_{l\,max}$ în funcţie de viteza unghiulară sau de viteza tangenţială la roată (p[m]; v[m/s]):

$$a_{l\,max} = -\frac{p}{2}\omega_1^2 \approx -\frac{20v_1}{pz_1^2}.$$

Acceleraţiile şi întîrzierile au ca efect forţe dinamice care produc solicitări suplimentare în lanţ; acestea sînt cu atît mai importante cu cît viteza lanţului este mai mare şi numărul de dinţi al roţii de lanţ este mai mic.

Acceleraţia a_n are ca efect o mişcare periodică perpendiculară pe direcţia de deplasare ceea ce produce oscilaţii şi vibraţii ale lanţului, mai ales la viteze mari şi valori mari ale pasului.

Datorită variaţiei vitezei unghiulare a roţii conduse raportul de transmitere nu se menţine constant, ci variază periodic.

18.4. CALCULUL TRANSMISIEI PRIN LANŢ

18.4.1. **Cauzele ieşirii din uz a transmisiei** sînt multiple şi complexe. Astfel, datorită faptului că nu se poate realiza o frecare fluidă între elementele în mişcare relativă, uzura acestora este inevitabilă, mai ales la viteze mari şi mediu abraziv. Datorită solicitărilor dinamice (acceleriile datorite înfăşurării poligonale), şocului de intrare în angrenare, şocurilor datorite forţelor dinamice din exploatare, forţelor centrifuge şi tangenţiale, elementele lanţului sînt supuse la oboseală.

Datorită faptului că forţa tangenţială din lanţ descreşte dinspre ramura îrăgătoare spre ramura trasă, deformaţia ecliselor lanţului scade de-a lungul arcului de înfăşurare a lanţului pe roata de lanţ, ceea ce are ca urmare o mică deplsare a lanţului care produce şi ea uzură.

În concluzie la viteze mici şi mijlocii şi sarcini normale, cauza principală de ieşire din uz a transmisiei este uzura articulaţiilor lanţului, ceea ce are ca efect creşterea pasului lanţului, care dacă depăşeşte o anumită valoare

poate produce sărirea lanțului de pe roata de lanț. La viteze mijlocii și sarcini mari, durabilitatea este limitată de ruperea ecliselor, mai rar a bolțurilor, la oboseală; la viteze și sarcini mari, lanțul iese din uz din cauza spargerii rolelor sau a bucșelor datorită energiei de șoc a contactului dintre rolă (bucșă) și dintele roții de lanț la intrarea în angrenare a zalelor.

Transmisia poate ieși din uz și din cauza întinderii lanțului sau a rotirii bucșelor, respectiv a bolțurilor în locașurile lor din eclise, ceea ce duce de asemenea la lungirea lanțului. Ambele fenomene sînt cauzate de defecte tehnologice.

Uzura dinților roților de lanț, cît și ciupirea rolelor sînt și ele cîteodată cauze ale ieșirii din uz a transmisiei.

18.4.2. **Forțele care acționează în transmisie** sînt următoarele: forța periferică (tangențială) F_t, forța de întindere inițială a lanțului F_0, forța de întindere datorită greutății proprii, F_g, forța centrifugă F_m, forța dinamică F_{din} și forța de șoc F_s.

Forța periferică (tangențială) este:

$$F_t = \frac{1\,000\,P}{v}\ [\mathrm{N}];\quad P\,[\mathrm{kW}];\quad v\,[\mathrm{m/s}].$$

Forța de întindere a lanțului datorită greutății proprii, utilizînd o aproximare a ecuației de echilibru a lănțișorului, este:

$$F_g \approx \frac{gGA^2}{8f}\ [\mathrm{N}], \tag{18.10}$$

unde:

f este săgeata lanțului [m];

G — masa lanțului pe metru liniar [kg/m].

Pentru $f = k_A A$ rezultă:

$$F_g = \frac{gGA^2}{8k_A A} = k_f GA\ \ [\mathrm{N}]. \tag{18.11}$$

— pentru transmisii orizontale, $k_f = 60$;

— pentru transmisii înclinate față de orizontală pînă la 40°, $k_f = 40$;

— pentru unghiuri peste 40°, $k_f = 20$;

— pentru transmisii verticale, $k_f = 10$.

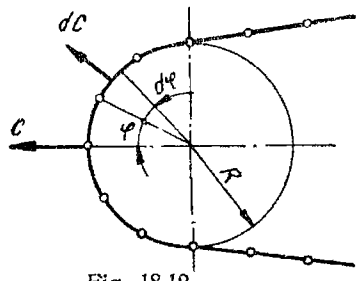


Fig. 18.12.

În acest ultim caz, întinderea lanțului se realizează cu un dispozitiv de tensionare și se introduce în calcul valoarea forței de întindere realizate F_0.

Mărirea forței de întindere peste cea strict necesară produce solicitări suplimentare între lanț și dinții roții de lanț, ceea ce contribuie la uzura acestora.

Forța centrifugă C produce un efort de întindere suplimentar F_m (fig. 18.12). Forța centrifugă elementară dC este:

$$dC = \frac{v^2 dm}{R}. \tag{18.12}$$

Masa elementară este:

$$dm = R d\varphi G.$$

Integrînd ecuația (18.12) se obține:

$$C = 2\frac{v^2}{R} RG \int_0^{\beta/2} \cos\varphi \, d\varphi,$$

sau:

$$C = 2v^2 G \sin\frac{\beta}{2}. \tag{18.13}$$

Pe de altă parte:

$$C = 2F_m \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\beta}{2}\right) = 2F_m \sin\frac{\beta}{2},$$

care egalată cu relația (18.13)

$$2v^2 G \sin\frac{\beta}{2} = 2F_m \sin\frac{\beta}{2},$$

se obține efortul de întindere datorită forței centrifuge:

$$F_m = v^2 G [\mathrm{N}]. \tag{18.14}$$

Forța dinamică F_{din} se calculează în funcție de viteza lanțului [41].

Forța de șoc F_s depinde de precizia lanțului și a roților de lanț [12].

Forța maximă care acționează asupra elementelor lanțului este:

$$F_{max} = F_t + F_g + F_m + F_{din} + F_s. \tag{18.15}$$

Asupra arborilor și lagărelor transmisiei acționează însă numai o forță care depășește puțin forța tangențială din lanț:

$$F_a = (1{,}05 \ldots 1.15) F_t,$$

valori minime pentru transmisii verticale.

18.4.3. **Dimensionarea transmisiei prin lanț.** La dimensionare se dă puterea P care se transmite, viteza unghiulară a arborelui motor ω_1, raportul de transmitere i, poziția transmisiei, condițiile de funcționare (ungere, mediu etc.).

Pe baza analizei cauzelor de ieșire din uz a transmisiei prin lanț, rezultă că direcțiile principale în care trebuie îndreptat calculul este calculul articulațiilor la uzură și a ecliselor la oboseală.

Calculul articulațiilor la uzură se înlocuiește printr-un calcul la presiune de contact între elementele articulației (deoarece aceasta este una dintre

cauzele uzurii). În ultimul timp s-a introdus şi un calcul de uzură bazat pe relaţia experimentală [41]:

$$p_c^m s = const., \tag{18.16}$$

unde:

p_c este presiunea de contact din articulaţiile lanţului;

m — exponent ($m = 1 \ldots 3$);

s — drumul pe care are loc frecarea în articulaţie pentru o deplasare a lanţului cu un pas, ($s = s_1 + s_2$):

$$s = \frac{2\pi}{z_1} \cdot \frac{d_b}{2} + \frac{2\pi}{z_2} \cdot \frac{d_b}{2} = \pi d_b \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right),$$

unde d_b este diametrul bolţului.

Dimensionarea lanţului se execută în felul următor:

1) Se alege numărul de dinţi la roata mică z_1, conform tabelului 18.3.

2) Se calculează z_2:

$$z_2 = iz_1 \qquad (z_2 < z_{max}).$$

Valorile lui z_{max} (v. § 18.2).

3) Se admite distanţa între axe A din condiţii de gabarit ($A_{max} \leqslant 8$ m).

4) Se calculează pasul:

$$p \approx \frac{A}{30 \ldots 50}$$

şi se rotunjeşte la valori standardizate (tabelul 18.4).

Valorile maxime ale pasului, limitate de turaţie (şoc, zgomot) sînt indicate în tabelul 18.4.

În caz că pasul calculat nu verifică la rezistenţă, nu se va mări pasul, ci se va lua un lanţ cu două sau trei rînduri de role.

Alegînd din STAS 5174-66 pasul, rezultă şi următoarele mărimi: sarcina de rupere a lanţului S_r [N]; dimensiunile elementelor lanţului; masa unui metru liniar de lanţ G [kg/m].

Tabelul 18.3

Numărul minim de dinţi $z_{1\,min}$

Lanţ	Pasul lanţului, mm									
	9,25 ... 10	12 ... 12,7	15 ... 15,87	19,05 ... 20	25,0 ... 25,4	30 ... 31,8	35 ... 38,1	40 ... 41,2	44,45 ... 45	50 ... 50,8
Dinţat	17	17	17	19	21	21	—	—	—	—
Cu role	11	11	13	13	15	15	17	17	19	19

Tabelul 18.4

Viteza unghiulară maximă ω_{max} în funcție de pas

Pasul lanțului, mm		12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45 ... 50,8
Lanț dințat		330	270	220	170	130	—	—
Lanț cu role	z_1							
	15	250	190	170	120	110	75	65
	19	270	200	180	125	115	80	70
	23	280	205	185	130	120	80	70

5) Verificarea la presiunea de contact dintre elementele articulației bolț-bucșă la lanțul cu role (sau cu bucșe) și bolț cu cuzinet la lanțul dințat (cu cuzinet) se face cu relația :

$$p_c = \frac{kF_t}{d_b a} \leqslant p_a , \qquad (18.17)$$

unde :

d_b este diametrul bolțului ;
a — lungimea bucșei (cuzinetului) ;
k — coeficientul de regim.

$$k = k_{din} k_A k_p k_r k_u k_{sc} ,$$

unde :

k_{din} este un coeficient al dinamicității încărcării, ($k_{din} = 1{,}2 \ldots 1{,}5$) ;
k_A — coeficient de distanță între axe ; $k_A = 1$ pt. $A = (30 \ldots 50)\, p$; ($k_A = 1{,}25$ pt. $A \leqslant 25\, p$) ;
k_p — coeficient le poziție, ($k_p = 1$ pt. transmisie orizontală sau înclinată cu cel mult 60° ; $k_p = 1 \ldots 1{,}25$ pt. unghiuri de înclinare între 60° ... 90°) ;
k_r — coeficient de reglare a lanțului ($k_r = 1$ pt. reglarea prin deplasarea unei roți ; $k_r = 1{,}1$ pt. reglarea cu role de întindere ; $k_r = 1{,}25$ pt. lanț nereglabil) ;
k_u — coeficient de ungere ($k_u = 0{,}8$ pt. ungerea din baie sau cu pompă ; $k_u = 1$ pt. ungerea prin picurare ; $k_u = 1{,}5$ pt. ungerea periodică) ;
k_{sc} — coeficient de schimb ($k_{sc} = 1$ pt. un schimb ; $k_{sc} = 1{,}25$ pt. două schimburi ; $k_{sc} = 1{,}45$ pt. trei schimburi).

Tabelul 18.5

Presiuni admisibile p_a [N/mm²]

Pasul lanţului mm	Viteza unghiulară [1/s]											
	15	20	40	60	80	100	120	160	200	240	250	320
Lanţ cu role												
12,7 ...15,87	20	18	16,4	15	14	13,2	12	10,5	9,5	8,6	7,8	7,2
19,05...25,4	20	17	15	13,2	12	11	10	8,6	7,2	—	—	—
31,75	20	16,4	14	12	10,5	9,5	7,2	—	—	—	—	—
Lanţ dinţat												
12,7 ...15,87	35	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21	18,5	16.5	15	13,7	—
19,05...25,4	35	30	26,2	23,4	21	19	17,5	15	—	—	—	—
31,75...38,1	35	28,7	24,2	21	18,5	16,6	15	—	—	—	—	—
44,45...50,8	35	26,2	21	17,5	15	—	—	—	—	—	—	—

În tabelul 18.5 se indică valorile presiunilor de contact admisibile în funcţie de pas şi turaţia roţii mici.

Relaţia (18.17) permite calculul direct al pasului în funcţie de condiţiile de funcţionare scriind :

$$F_t = \frac{d_b a}{k} \cdot p_a = \frac{\psi p^2 p_a}{k}, \qquad (18.17)$$

unde s-a exprimat suprafaţa de contact $d_b a$ în funcţie de pas : $d_b a = \psi p^2$, ($\psi = 0{,}25 \ldots 0{,}3$ pentru lanţuri normale cu un rînd de role).

Puterea ce se poate transmite prin lanţ este :

$$P = \frac{F_t v}{1\,000} = \frac{\psi p^2 p_a}{1\,000 k} \cdot \frac{D_1 \omega_1}{2 \cdot 1\,000} = \frac{\psi p^3 \omega_1 z_1 p_a}{2 \cdot 10^6 \pi k} \text{ [kW]}. \qquad (18.18)$$

Pasul rezultă :

$$p = 184 \sqrt[3]{\frac{kP}{\psi z_1 \omega_1 p_a}} \text{ [mm]}. \qquad (18.19)$$

6) Viteza lanţului se determină cu relaţia :

$$v = \frac{D_1 \omega_1}{2 \cdot 1\,000} = \frac{z_1 p \omega_1}{2 \cdot 1\,000 \cdot \pi} \text{ [m/s]};$$

$v_{max} = 18$ m/s — lanţ cu role ;

$v_{max} = 22$ m/s — lanţ dinţat.

7) Verificarea la rupere. Coeficientul de siguranţă la rupere :

$c = \frac{S_r}{F_{max}}$, ($c = 7 \ldots 18$ pt. lanţ cu role ; $c = 20 \ldots 55$ pt. lanţ dinţat).

18.5. RANDAMENTUL TRANSMISIEI PRIN LANȚ

Pierderile într-o transmisie prin lanț se datoresc următoarelor cauze: frecarea în articulații, frecarea între lanț și dinții roții de lanț, frecarea între eclise (la lanțul dințat) și între rolă și bucșă (la lanțul cu role), frecarea în lagăre, frecarea cu lubrifiantul.

Valoarea medie a randamentului transmisiei variază în limitele $\eta = 0{,}96 \ldots 0{,}98$ (lanțuri unse).

18.6. LANȚURI SPECIALE

În afara lanțurilor prezentate se mai utilizează o serie de lanțuri speciale dintre care merită atenție cureaua dințată (cu angrenare) și lanțul pentru variatoare cu lanț (PIV).

Curelele dințate cu angrenare sînt curele avînd la interior niște dinți care angrenează cu dinții roților de lanț. Pentru a putea funcționa, curelele dințate au o inserție cu modul de elasticitate foarte ridicat (cablu de oțel avînd $d = 0{,}3 \ldots 0{,}8$ mm). Prezintă avantajul față de transmisia prin curele a unei funcționări fără alunecare și cu randament mai ridicat, iar față de transmisia cu lanț metalic, mers silențios și preț mai scăzut. Asigură următoarele performanțe:

$$v_{max} \leqslant 80 \text{ m/s}; \quad \omega_{max} \leqslant 1\,000 \text{ rad/s}; \quad D_{min} = 24 \text{ mm}.$$

În figura 18.13 este reprezentată o curea dințată cu pasul de 5 mm cu dimensiunile ei geometrice.

Diametrul de divizare al roții este:

$$D_d = mz + \delta, \tag{18.20}$$

unde:

m este modul dinților curelei;

δ — factor de corecție ce ține seama de înfășurarea poligonală;

$\delta = 0{,}13 \ldots 0{,}17$ [mm].

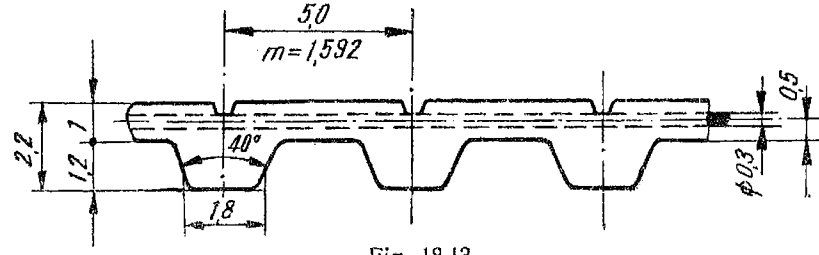


Fig. 18.13.

Numărul de dinți se ia în limitele $z=20\ldots140$ ($z_{min}\geqslant 14$).

Lungimea primitivă a curelei [relația (18.2)]:

$$L_p=2A+\frac{\pi m}{2}(z_1+z_2)+\frac{m^2(z_2-z_1)^2}{4A}.$$

Sarcina care poate fi transmisă este limitată de presiunea dintre dinții curelei și ai roții:

$$F_t=A_d p_a, \tag{18.21}$$

unde A_d este suprafața purtătoare a dinților curelei care se găsesc concomitent în contact cu dinții roții,

$$\left.\begin{aligned} A_d&=bhz_0;\\ z_0&=z_1\frac{\beta_1}{2\pi}. \end{aligned}\right\} \tag{18.22}$$

b — lățimea dintelui;
β_1 — unghiul de înfășurare pe roata mică (relația 9).
p_a = 0,5 ... 1,5 N/mm² — în funcție de turație, scăzînd cu creșterea turației.

Puterea ce poate fi transmisă este:

$$P=\frac{F_t v}{1\,000}\ [\text{kW}]. \tag{18.23}$$

Puterea efectivă se obține înmulțind puterea calculată cu relația (18.23) cu o serie de coeficienți care țin seama de suprasolicitări, de numărul de schimburi și de tipul motorului de antrenare.

Cureaua dințată necesită o precizie relativ ridicată de montaj (abateri de la paralelism $<\pm15'$); lățimea roții se ia cu (5 ... 25%) mai mare decît cea a curelei. Pentru transmisii avînd $i>3{,}5$ roata mare poate fi fără dinți.

Lanțul pentru variatorul PIV este de două tipuri: lanțuri care angrenează cu canelurile conurilor variatorului și lanțuri care transmit mișcarea prin frecarea cu conurile variatorului.

Variatorul PIV (cu caneluri), spre deosebire de celelalte tipuri de variatoare (capitolul 10) asigură transmiterea puterii prin angrenare și deci nu are alunecare. Din punct de vedere constructiv și al varierii turației, variatorul PIV este asemănător cu variataorele cu conuri deplasabile (§ 10.4).

Variatoarele cu lanț sînt mai scumpe decît variatoarele cu curea, din cauza costului ridicat al lanțului, sînt în schimb mai compacte, au o durabilitate mai mare, sînt mai sigure în exploatare și nu au alunecare.

Elementul principal al acestor variatoare este lanțul (fig. 18.14). Acesta este format din verigi de formă specială *a*, constînd din mai multe lamele îmbinate între ele cu bolțurile *b* (asemănător cu lanțul dințat). Verigile au un locaș în care se află o colivie din tablă de oțel *c* în care se găsește un

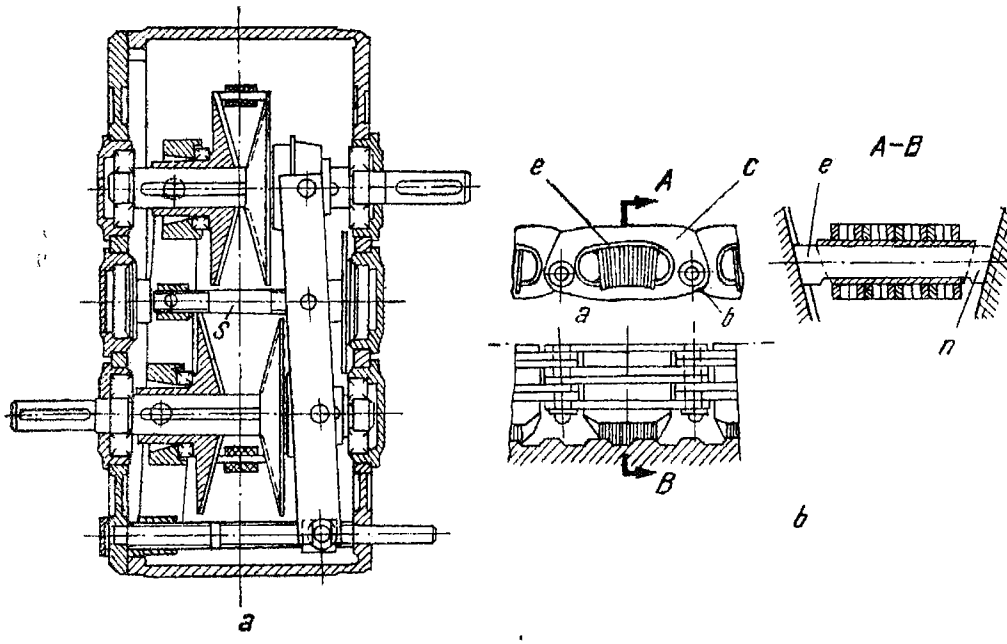


Fig. 18.14.

pachet de 25—30 lamele de oțel. Lamelele se pot deplasa cu foarte mare ușurință în locașul din verigi.

Lamelele *e* de la marginile coliviei au o formă semirotundă și sprijină pachetul de lamele lateral.

Cele două conuri cu suprafețele canelate sînt astfel montate încît unui gol de pe un con îi corespunde un plin de pe celălalt con.

La intrarea lanțului între cele două conuri, lamelele care ajung în dreptul unui plin sînt împinse în golul corespunzător de pe suprafața conului opus. In felul acesta, pasul lanțului se realizează în procesul de angrenare dintre lanț și cele două conuri.

Deoarece lanțul se înfășoară pe perechea de conuri cu unghi de înfășurare mare, iau parte la transmiterea energiei un număr mare de caneluri, astfel încît presiunea de contact dintre dinții formați din lamele și suprafețele conurilor este redusă. Datorită acestui lucru, cît și faptului că transmisia lucrează într-o baie de ulei, durabilitatea variatorului este mare.

La acest tip de variator, varierea turației nu se poate face decît în mers. El se construiește de către uzinele producătoare în șase mărimi pentru puteri de la 1 la 20 kW la o gamă de reglare de la 2 pînă la 6.

Variatorul posedă și un dispozitiv de întindere a lanțului, care compensează efectul forțelor centrifuge și amortizează oscilațiile arborelui condus, care are loc ca la orice transmisie cu lanț.

Variatorul este sensibil la supraîncărcări și șocuri datorită construcției complicate a lanțului și a transmisiei rigide dintre lanț și conuri.

De asemenea, datorită formei complicate a lanțului și a faptului că transmiterea puterii depinde de deplasarea lamelelor care au o anumită inerție, viteza unghiulară a arborelui motor este limitată la $\omega_1 = 100$ rad/s. Randamentul variatorului este aproape independent de sarcină și este aproximativ 90%.

La variatoarele cu lanț la care puterea se transmite prin fricțiune, suprafețele conurilor sînt netede, iar verigile lanțurilor conțin în construcția lor cîte două role cilindrice călite și rectificate. Aceste role se pot roti liber într-un plan perpendicular pe direcția de mișcare a lanțului.

La intrarea sau ieșirea lanțului dintre cele două conuri, rolele se rostogolesc pe suprafețele conurilor. Și aici puterea se transmite concomitent prin mai multe verigi, ceea ce duce la o durabilitate mărită. Față de tipul PIV, care nu poate transmite puterea decît între arbori cu axe orizontale, lanțul cu role poate lucra și pe arbori cu axe înclinate sau verticale.

Se construiesc în cinci mărimi și permit viteze unghiulare ale arborelui motor pînă la 150 rad/s, asigurînd o gamă de reglare pînă la 10.

18.7. PROBLEME CONSTRUCTIVE ȘI TEHNOLOGICE

În tabelul 18.6 sînt prezentate materialele și tratamentele indicate pentru lanțurile cu bucșe, cu role și dințate.

Eclisele lanțurilor se execută prin ștanțare din bandă; bucșele și rolele se execută fie prin înfășurare din bandă, fie din țeavă; bolțurile se taie din sîrmă. Tratamentele lor termice sînt indicate în tabelul 18.6.

Lanțurile cu elemente bloc se execută prin turnare din fontă maleabilă sau chiar din oțel (prin turnare de precizie), sau prin ștanțare din bandă și îndoire (un procedeu mai productiv).

Trebuie subliniat faptul că lanțurile sînt în cea mai mare măsură standardizate, fabricarea lor avînd loc în uzine specializate.

18.8. MONTAREA, ÎNTREȚINEREA ȘI UNGEREA

Transmisia prin lanț impune ca toate roțile de lanț să se afle într-un plan, iar axele arborilor într-un plan perpendicular pe acesta.

Montarea lanțului se face astfel ca el să se afle într-un plan vertical. Se va evita utilizarea lanțului într-o transmisie în care axele arborilor sînt într-un plan vertical, căci în acest caz sînt necesare dispozitive de întindere a lanțului; dacă nu poate fi evitată se va da totuși transmisiei o oarecare înclinare. De asemenea se va căuta ca ramura trăgătoare să fie superioară (spre deosebire de curele).

Materiale și tratamente termice *Tabelul 18.6*

Poziția	Denumirea elementului	Material	Duritatea HV STAS 491-58	Adîncimea stratului de cementare sau nitrurare
		Lanțuri 3/8 in ... 5/8 in		
1	Eclisa exterioară	41 MoC 11 STAS 791-63; OLC 45 S sau OLC 50 S STAS 880-60	După îmbunătățire 400 ... 470 în miez la 0,2 mm adîncime	—
2	Eclisa interioară			
7	Eclisa intermediară		După îmbunătățire 320 ... 470 în miez la 0,2 mm pentru oțel carbon	—
8	Eclisa cotită			
3	Bolț nituit	50 VC 11 STAS 791-63	După îmbunătățire 500 ... 600	—
6	Bolț de legătură	13 CN 23 STAS 791-63; OLC 15 sau OLC 10 STAS 880-60	După cementare 630 ... 700	0,25 ... 0,4 mm, în funcție de grosimea bolțului
4	Bucșă	13 CN 23 STAS 791-63; OLC 15 sau OLC 10	După cementare 680 ... 750	15% ... 20% din grosimea peretelui
5	Rolă	41 MoC 11 STAS 791-63; 15 CO 7 STAS 791-63; OLC 15 sau OLC 10 STAS 880-60	După îmbunătățire 440 ... 540	—
			După cementare 550 ... 620	15 ... 20% din grosimea peretelui
		Lanțuri 3/4 in ... 3 in		
1	Eclisa exterioară	OLC 50 S STAS 880-60	După îmbunătățire 290 ... 350 în miez la 0,2 mm adîncime	—
2	Eclisa interioară			
7	Eclisa intermediară			
8	Eclisa cotită			
3	Bolț nituit	OLC 50 S STAS 880-60; OLC 10 sau OLC 15 STAS 880-60	După îmbunătățire 450 ... 530	—
6	Bolț de legătură		După cementare 550 ... 630	0,36 ... 1,00 mm după grosimea bolțului
4	Bucșă	OLC 10 sau OLC 15 STAS 880-60	După cementare 680 ... 750	circa 20% din grosimea peretelui
5	Rolă	OLC 10 sau OLC 15 STAS 880-60; OLC 50 S STAS 880-60	După cementare 550 ... 650	
			După îmbunătățire 400 ... 500 în miez la 0,2 mm	

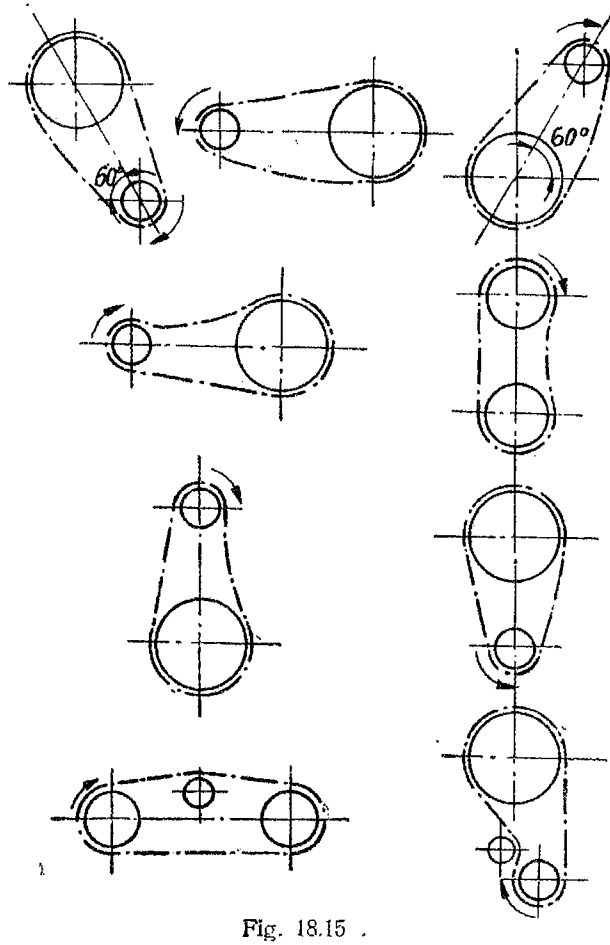


Fig. 18.15 .

În figura 18.15 sînt indicate schematic diferite montaje de transmisii prin lanț.

În general, lanțurile din transmisiile orizontale sau puțin înclinate ($< 45°$) nu necesită dispozitive de întindere. Întinderea lanțului se face astfel încît săgeata lanțului să fie $f \approx 0{,}02\,A$ (A — distanța între axe). Întinderea se realizează prin deplasarea unei roți (soluție optimă) sau cu dispozitive de întindere (montate pe ramura trasă). Apăsarea rolei de întindere se realizează ca la transmisiile prin curele.

Ungerea lanțurilor se face prin imersiune în baie de ulei, sau periodic cu unsoare consistentă. Se folosesc și transmisii în carcase închise cu ungere prin stropire sau picurare.

Vibrațiile lanțului pot fi longitudinale, datorită variației vitezei de-a lungul lanțului, cît și transversale, datorită variației vitezei transversale a lanțului (v. § 18.3).

Frecvența vibrațiilor transversale este :

$$f_t = \frac{1}{2A}\sqrt{\frac{F_t}{G}}. \qquad (18.24)$$

Frecvența vibrațiilor transversale se poate calcula și cu relația aproximativă :

$$f_t \approx \frac{5 \cdot 10^2}{z_1 A}, \qquad (18.25)$$

unde A este distanța între axe [mm].

Se vede că frecvența oscilațiilor poate fi modificată prin schimbarea numărului de dinți la roata de lanț sau a distanței între axe.

ORGANELE AUXILIARE ALE TRANSMISIILOR

A. CLASIFICARE

Pentru realizarea unei transmisii, în afara organelor propriu-zise ale transmisiilor (angrenaje, curele etc.) se utilizează următoarele organe auxiliare: arbori, lagăre (cu alunecare și cu rostogolire) și cuplaje. Deoarece problema frecării, ungerii și etanșării joacă un rol esențial în construcția lagărelor și a altor organe de mașini, în această parte a cursului s-a introdus un capitol aparte care se ocupă cu aceste probleme.

19. ARBORI

19.1. DEFINIȚIE. CLASIFICARE

Arborii sînt organe de mașini destinate să se rotească în jurul axei de simetrie a fusurilor și care sînt solicitați în principal la răsucire.

Un arbore constă din următoarele părți componente (fig. 19.1): corpul arborelui, părțile de sprijinire (fusuri sau pivoți) și părțile de calare (părțile de montare a pieselor susținute — roți dințate, volanți etc.).

Arborii se pot clasifica din diferite puncte de vedere (tabelul 19.1):

Arborii sînt solicitați de obicei la încovoiere și torsiune. În cazul cînd nu transmit momente de torsiune, li se spune *axe*; axele vehiculelor se numesc de obicei *osii*. Axelor li se spune adesea și *bolțuri* (bolțul pistonului; bolțul capului de cruce etc.).

Arborii au o largă utilizare în construcția de mașini; nu există mașină să nu conțină în construcția ei arbori de diferite forme și dimensiuni.

Notă: Capitolul de față se referă la arborii drepți; arborii cotiți sînt tratați în capitolul 24.

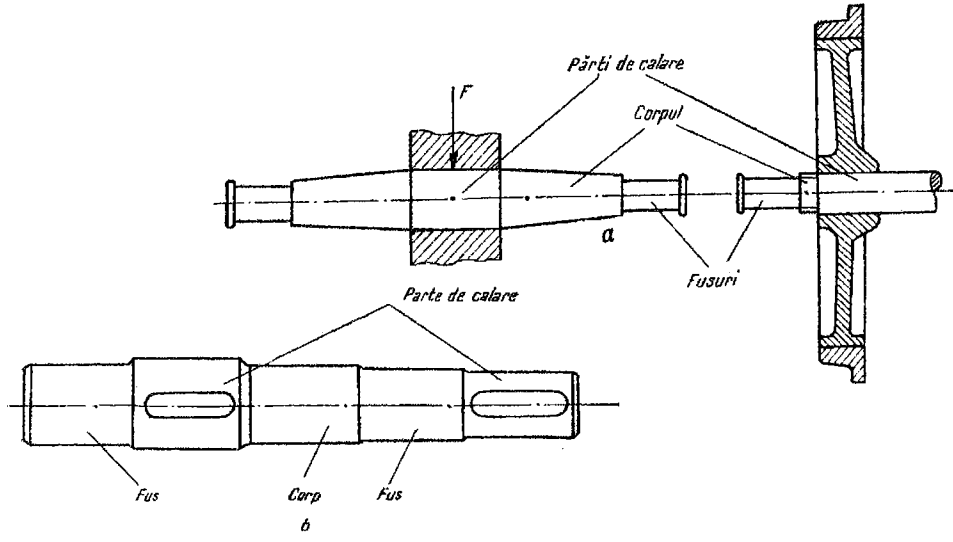


Fig. 19.1.

Tabelul 19.1

Clasificarea arborilor

- Arbori
  - După formă
    - În lungime
      - drepți
        - de secțiune constantă
        - de secțiune variabilă
        - de egală rezistență
      - cotiți
    - În secțiune
      - circulari
      - inelari
  - După solicitare
    - Solicitați la încovoiere (axe, osii)
    - Solicitați la răsucire
    - Solicitați la răsucire și încovoiere
  - După modul de sprijinire
    - Static determinați
    - Static nedeterminați
  - După comportarea la vibrații
    - Rigizi
    - Elastici
  - După poziția în fluxul de energie
    - Motori
    - Intermediari
    - Conduși
  - După poziție
    - Orizontali
    - Verticali
    - Inclinați

19.2. MATERIALE ȘI TEHNOLOGIE

Materialele utilizate pentru construcția arborilor sînt legate de tehnologia de execuție a acestora.

În cazul utilizării materialelor forjate, matrițate sau a barelor laminate se utilizează oțelurile carbon obișnuite (OL), oțelurile carbon de calitate (OLC) sau oțeluri aliate (pentru arbori de mare răspundere puternic solicitați); dintre oțelurile carbon se folosesc cu precădere OL 50 și OLC 35.

Forjarea liberă se utilizează în special în cazul arborilor cu diametre peste 140 mm. Matrițarea se folosește la producția de serie.

În cazul turnării se folosește fontă (Fc — calitățile superioare), fontă maleabilă (Fm), fontă cu grafit nodular (Fgn), fontă aliată și oțel turnat (OT) sau oțel aliat turnat. Acest procedeu se aplică în special arborilor de forme complicate.

Arborii executați prin unul din procedeele enumerate se supun de obicei unui tratament termic de normalizare sau îmbunătățire. După tratamentul termic, arborele se prelucrează: corpul se strunjește brut, părțile de calare se strunjesc fin (de obicei), iar fusurile se strunjesc fin sau se șlefuiesc.

În cazul utilizării oțelurilor de mare rezistență la confecționarea arborilor, se vor evita sau se vor reduce concentratorii de tensiuni, pentru că în caz contrar efectul de creștere a rezistenței la oboseală este anihilat de creșterea coeficientului de sensibilitate a oțelului la crestături.

Deoarece modulul de elasticitate nu depinde sensibil de tipul oțelului, cînd se pun arborelui îndeosebi condiții de rigiditate nu se recomandă utilizarea de oțeluri superioare.

Pentru a mări durabilitatea fusurilor, acestea se supun unor tratamente termice de călire superficială cu ajutorul curenților de înaltă frecvență sau cu flacără, sau unor tratamente termo-chimice, ca: nitrurare, cianurare, cementare (în special în cazul arborilor rezemați pe lagăre cu alunecare).

Deoarece partea cea mai solicitată este suprafața arborelui, întrucît arborele e supus la solicitări neuniform repartizate pe secțiune: încovoiere, torsiune, pentru a mări în special rezistența la oboseală se utilizează diferite mijloace tehnologice pentru mărirea rezistenței suprafeței. În acest scop, suprafața arborelui se ecruisează prin rulare cu role sau printr-un jet de alice (în special suprafețele îmbinate prin strîngere). Rezultate favorabile se obțin și prin călirea superficială cu ajutorul curenților de înaltă frecvență, cementare, nitrurare, cianurare (v. § 19.4).

19.3. CALCULUL ARBORILOR

19.3.1. **Introducere.** Avînd în vedere că pentru calculul arborilor este necesară cunoașterea atît a momentelor de răsucire cît și a momentelor încovoietoare, se impune cunoașterea prealabilă a distanței dintre reazeme și a poziției forțelor față de reazeme.

De aceea se execută inițial un calcul al secțiunii arborelui numai la răsucire.

Fiind determinat astfel diametrul arborelui, în funcție de acesta se determină lungimea părților de calare și a fusurilor, ceea ce permite trasarea variației momentelor încovoietoare.

Lungimea părților de calare $l_c = (1{,}2 \ldots 2)d$.

Lungimea fusurilor la lagăre cu alunecare: $l = (0{,}5 \ldots 2{,}0)d$;

la lagăre cu rulmenți $l = (0{,}3 \ldots 1{,}0)d$; ($d$ — diametrul arborelui). (Valori spre limita inferioară cu creșterea diametrului arborelui). Totodată trebuie să se țină seama și de spațiul necesar pentru dispozitivele de etanșare. In cazul cînd se utilizează lagăre standardizate, pentru stabilirea lungimii se va ține seama de prescripțiile STAS 771-51.

Ca urmare, calculul arborilor va începe printr-o *predimensionare la torsiune*, care permite stabilirea cu oarecare aproximație a diametrului arborelui. In funcție de diametrul calculat se determină dimensiunile părților de calare și ale fusurilor, ceea ce permite stabilirea poziției forțelor față de reazeme și deci calculul momentelor încovoietoare care acționează asupra arborelui. Avînd determinate momentele încovoietoare și de torsiune și variația lor de-a lungul arborelui se poate trece la verificarea acestuia la oboseală, rigiditate și la vibrații.

Calculul preliminar al arborelui la torsiune se execută cu relația:

$$M_t = W_p \tau_t, \tag{19.1}$$

unde:

W_p este modulul de rezistență polar al secțiunii arborelui:

— pentru secțiuni circulare:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}; \tag{19.2}$$

— pentru secțiuni inelare:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}\left[1 - \left(\frac{d_2}{d}\right)^4\right] = \frac{\pi d^3}{16}(1 - \xi^4); \tag{19.3}$$

d_i — diametrul interior al secțiunii inelare $\left(\xi = \frac{d_i}{d}\right)$.

Adesea prezintă interes calculul arborelui în funcție de puterea transmisă P și viteza unghiulară ω. Momentul de torsiune este pentru P în kW și ω în rad/s:

$$M_t = 10^6 \frac{P}{\omega} \text{ [Nmm]} \tag{19.4}$$

și ca urmare pentru arbori de secțiuni circulare, diametrul arborelui rezultă din relația:

$$10^6 \frac{P}{\omega} = \frac{\pi d^3}{16} \tau_t,$$

sau:

$$d = 171 \sqrt[3]{\frac{P}{\omega \tau_{at}}} \text{ [mm]}. \tag{19.5}$$

Pentru rezistența admisibilă la torsiune τ_{at} se iau valori reduse pentru a ține seama în felul acesta implicit și de solicitarea la încovoiere:

$$\tau_{at} = (12 \ldots 35)[\text{N/mm}^2].$$

Se vor admite valorile inferioare pentru arbori încărcați cu forțe mari și valorile superioare pentru arbori solicitați exclusiv la răsucire.

19.3.3. **Verificarea arborilor la oboseală** decurge în felul următor:

1) Se stabilesc: distanța între reazeme, poziția forțelor și a momentelor față de reazeme. În cazul lagărelor de alunecare lungi, reacțiunea se consideră concentrată la $0{,}5\,d$ (d — diametrul fusului) de la racordarea fusului cu arborele. Încărcările transmise arborilor prin dinții roților dințate, cuplaje, șaibe etc. se consideră ca niște forțe concentrate în mijlocul lungimii pieselor respective. Numai în cazuri speciale, cînd se cunoaște repartizarea sarcinii pe arbore, se introduce în calcul repartizarea reală a încărcării.

În cazul cînd forțele lucrează după direcții diferite, se descompun toate forțele după două direcții perpendiculare (de obicei orizontală și verticală). În unele cazuri, forțele trebuie descompuse după 3 direcții, care formează un triedru trirectangular, cum este cazul arborilor din angrenajele cu roți dințate cu dinți înclinați sau din angrenajele melcate etc.

Abaterile de 10° (și eventual chiar de 30°) de la paralelism între două forțe pot fi neglijate, considerînd forțele paralele.

2) Se calculează reacțiunile din reazeme, se calculează momentele încovoietoare în mai multe secțiuni și se trasează de obicei variația momentelor încovoietoare.

În cazul cînd forțele lucrează după direcții diferite, se calculează aparte reacțiunile și momentele în planul orizontal și vertical (M_{iH}; M_{iv}).

Momentul încovoietor rezultant într-o secțiune este:

$$M_i = \sqrt{M_{iH}^2 + M_{iv}^2}. \qquad (19.6)$$

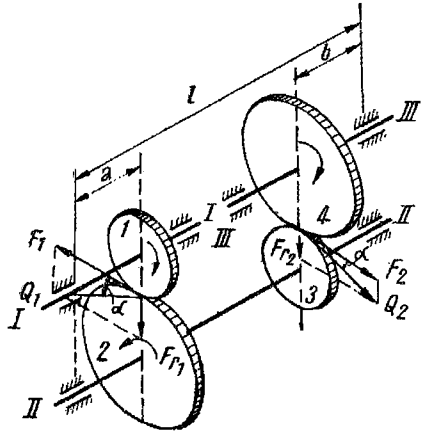


Fig. 19.2.

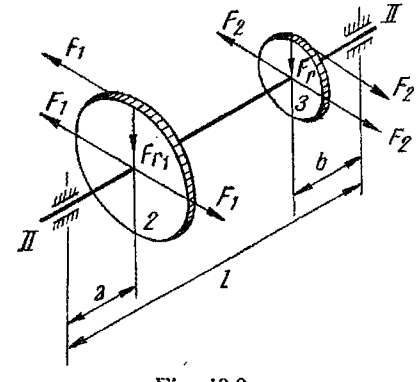


Fig. 19.3.

Momentul rezultant se determină analitic sau grafic și se trasează variația lui.

În figura 19.2 este reprezentat arborele intermediar dintr-un reductor, schema sa de încărcare în figura 19.3, iar în figura 19.4 se indică grafic mersul calculului indicat mai sus.

Verificarea la oboseală este în primul rînd verificarea formei arborelui. Prin urmare, la oboseală se vor verifica în special secțiunile unde există concentrări importante de tensiuni.

Prin verificarea la oboseală se poate ține seama de un număr însemnat de factori care influențează capacitatea portantă a arborelui: material, prelucrare, formă, dimensiune, condiții de exploatare, felul ciclului etc.

Calculul la oboseală se execută cu solicitările care acționează timp mai îndelungat asupra arborelui, cel puțin 10^4 cicluri. De suprasolicitările care acționează un număr redus de cicluri nu se ține seama la verificarea la oboseală.

Verificarea orborelui față de suprasarcinile care acționează un număr redus de cicluri se execută față de limita de curgere cu relația:

$$c = \frac{\sigma_c}{\sigma_s}, \qquad (19.7)$$

unde:

σ_c este limita de curgere a materialului arborelui;

σ_s — solicitarea corespunzătoare supraîncărcării.

Valorile coeficientului de siguranță c depind de raportul σ_c/σ_r (σ_r — rezistența la rupere) și sînt indicate în figura 1.1.

Verificarea la oboseală constă în determinarea coeficienților de siguranță față de solicitarea normală și cea tangențială și compunerea coeficienților de siguranță parțiali într-un coeficient de siguranță rezultant.

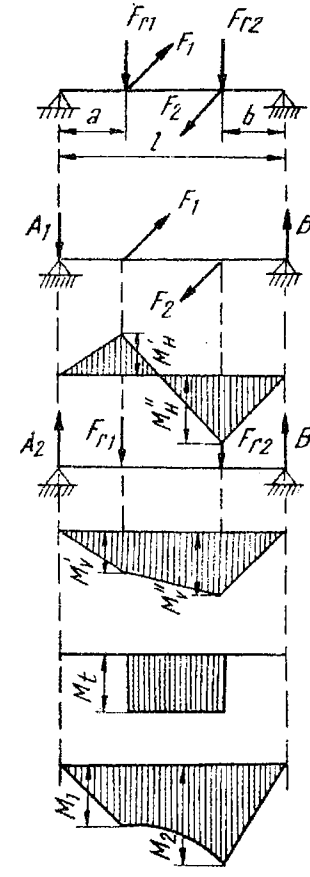


Fig. 19.4.

Coeficientul de siguranță la solicitări normale (ciclul fiind de obicei alternant-simetric) se calculează cu relația:

$$c_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \sigma_v}. \qquad (19.8)$$

Coeficientul de siguranță la solicitări tangențiale, atunci cînd acestea se pot considera pulsatorii (caz frecvent) este :

$$c_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau}\tau_v + \frac{\tau_{-1}}{\tau_r}\tau_m} = \frac{2\tau_{-1}}{\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau} + \frac{\tau_{-1}}{\tau_r}\right)\tau_{max}} \cdot \qquad (19.9)$$

Atunci cînd solicitarea tangențială este alternant simetrică, relația de calcul a coeficientului de siguranță este :

$$c_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau} \cdot \tau_v} \cdot$$

Coeficientul de siguranță global rezultă din relația :

sau :

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{c^2} &= \frac{1}{c_\sigma^2} + \frac{1}{c_\tau^2}, \\ c &= \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} \cdot \end{aligned}\right\} \qquad (19.10)$$

In aceste relații, simbolurile au următoarele semnificații :

c_σ, c_τ, c — coeficienți de siguranță ;
σ_{-1}, τ_{-1} — rezistențe la oboseală ;
k_σ, k_τ — coeficienți de concentrare ;
ε_γ, ε_τ — coeficienți de mărime ;
γ_σ, γ_τ — coeficienți tehnologici ;
σ_v, τ_v — amplitudinea ciclului ;
σ_m, τ_m — tensiunea medie.

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \; ; \quad \tau_v = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2},$$

$\sigma_{max} = \sigma_v = \frac{M_i}{W}$ (solicitare alternantă); $\tau_v = \tau_m = \frac{M_t}{2W_p}$ (solicitare pulsatorie, de obicei).

Coeficienții de siguranță obținuți trebuie să fie cuprinși în următoarele limite :

$c = 1{,}3 \ldots 1{,}5$ — în cazul determinării precise a solicitărilor, a siguranței asupra caracteristicilor mecanice ale materialelor și a unei tehnologii de calitate superioară ;

$c = 1{,}5 \ldots 1{,}8$ — în cazul determinării puțin precise a solicitărilor (lipsesc date experimentale) și a unor materiale cu caracteristici nesigure ;

$c = 1{,}8 \ldots 2{,}5$ — în cazul unor calcule puțin precise, a unor materiale neomogene și secțiuni mari ($d \geqslant 200$ mm).

În general pentru fiecare grupă se vor lua valorile superioare ale coeficienților de siguranță în cazul cînd s-au admis valorile maxime ale rezistenței la oboseală a materialului respectiv și valorile inferioare în cazul cînd s-au admis valorile minime ale rezistenței la oboseală (întrucît rezistența la oboseală prezintă o oarecare dispersie).

Coeficienții de siguranță se pot determina cu mai mare precizie cu ajutorul metodei diferențiate de determinare a coeficienților de siguranță (§ 1.2.2).

Valorile coeficienților de mărime (dimensionali), de concentrare și tehnologici sînt indicați în literatura de specialitate [11].

Modulele de rezistență ale arborilor cu un canal de pană se pot calcula cu suficientă aproximație cu relațiile:

Arbore cu un canal de pană:

$$\left.\begin{aligned} W &\approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}; \\ &(b \text{ fiind lățimea canalului și } t \text{ — adîncimea canalului}) \\ W_p &\approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}, \end{aligned}\right\} \qquad (19.11)$$

Arbore cu două canale de pană:

$$\left.\begin{aligned} W &\approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}; \\ W_p &\approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}. \end{aligned}\right\} \qquad (19.12)$$

Cu oarecare aproximație, arborii canelați cu caneluri evolventice se pot calcula la oboseală, fără a ține seama de efectul de concentrare a tensiunilor, însă introducînd în calcule diametrul interior al canelurilor.

În cazul cînd într-o secțiune lucrează concomitent mai mulți concentratori (de exemplu o renură găurită transversal etc.) se introduce în calcul coeficientul de concentrare corespunzător concentratorului celui mai periculos.

19.3.4. **Verificarea arborilor la rigiditate.** Limitarea deformării arborilor este impusă de condițiile de funcționare: rolele sau bilele rulmenților să nu se înțepenească în inele datorită deformării, presiunea dintre dinții roților dințate montate pe arborii respectivi să se repartizeze uniform etc.

De obicei se verifică *rigiditatea la încovoiere*, și anume săgeata sau înclinarea (rotirea secțiunii), după caz. Numai în cazuri speciale se verifică rigiditatea la răsucire a arborilor.

Pentru săgeata maximă a arborelui se obișnuiește a se admite valoarea maximă: $f_{max} \leqslant 3 \cdot 10^{-4} l$ [mm],

unde l este distanța între reazeme, în mm.

Pentru înclinarea în reazeme și în dreptul roților dințate se admite valoarea maximă : $\varphi_{max} \leqslant 10^{-3}$ radiani.

Valorile lui f_{max} și φ_{max} sînt orientative, săgeata și înclinarea maximă trebuie admise în funcție de condițiile constructive, funcționale și tehnologice ale arborelui respectiv.

În cazul arborilor montați pe rulmenți, la care rigiditatea este impusă de buna funcționare a rulmenților, pentru înclinarea arborelui în dreptul rulmenților se admit următoarele valori maxime :

Rulmenți radiali cu bile : $\varphi_{max} \leqslant 8 \cdot 10^{-3}$ rad.

Rulmenți oscilanți : $\varphi_{max} \leqslant 5 \cdot 10^{-2}$ rad.

Rulmenți cu role cilindrice : $\varphi_{max} \leqslant 2{,}5 \cdot 10^{-3}$ rad.

Rulmenți cu role conice : $\varphi_{max} \leqslant 1{,}7 \cdot 10^{-3}$ rad.

Înclinarea admisibilă a arborelui în dreptul unei roți dințate se determină cu relația :

$$\varphi_{max} \leqslant \frac{c' F_t}{10^5 \cdot B} \text{ [rad]}, \qquad (19.13)$$

unde :

c' este un coeficient ce se ia în funcție de lățimea și numărul dinților roții dințate ($c' = 4 \ldots 15$). Se iau valori superioare pentru c' la roți dințate cu un număr redus de dinți și raportul B/m mic și valori inferioare pentru roți dințate cu un număr mare de dinți și B/m mare ;

F_t — forța tangențială [N];

B — lățimea roții [mm];

m — modulul roții dințate [mm].

În cazul arborilor montați pe lagăre cu alunecare, deviația fusului în cuzinet trebuie să se mențină în cadrul jocului dintre fus și cuzinet ; în caz contrar se produce griparea fusului în cuzinet (fig. 19.5).

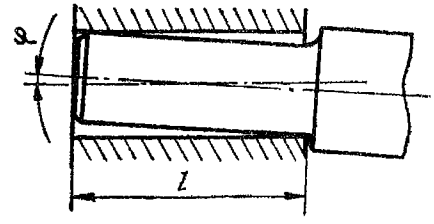


Fig. 19.5.

Condiția pentru evitarea gripării este :

$$\varphi \cdot l \leqslant J_{min},$$

unde :

J_{min} este jocul minim din ajustaj ;

l — lungimea fusului.

În cazul pieselor montate prin strîngere pe arbore, se produce un efect de rigidizare, care se poate introduce în calculul săgeții, considerînd diametrul arborelui mărit în dreptul roții respective pînă la diametrul butucului roții.

Pentru arbori cu secțiune variabilă, calculul săgeții se execută prin metoda grafică a lui Mohr sau prin alte metode [2], [11].

Cînd secțiunea arborilor este aproape constantă, calculul săgeții și al înclinării se poate determina analitic, utilizîndu-se relațiile analitice cunoscute din cursul de rezistența materialelor.

Cînd forțele lucrează în plane diferite și se descompun după două plane perpendiculare, se trasează linia fibrei deformate în cele două plane. Linia elastică rezultantă se obține prin adunarea geometrică punct cu punct a deformațiilor :

$$f = \sqrt{f_H^2 + f_v^2}. \qquad (19.14)$$

La calculul deformațiilor arborilor static nedeterminați trebuie avut în vedere că anumite abateri de montaj ale lagărelor intermediare, cît și uzura acestora are o influență hotărîtoare asupra solicitărilor și deformațiilor. Dacă acești factori nu se iau în seamă în calcule, rezultatul calculelor este inexact.

Dacă se analizează relațiile pentru calculul rigidității (de exemplu : $f = \frac{Fl^3}{48EI}$), se constată că săgeata depinde numai de dimensiunile geometrice ale arborelui l și J, de încărcarea F și de modulul de elasticitate al materialului E ; de aici rezultă următoarele concluzii :

1) *Deoarece modulul de elasticitate este practic același pentru toate oțelurile, utilizarea oțelurilor de calitate (de mare rezistență) în cazul arborilor la care capacitatea portantă este limitată de rigiditate nu este rațională* (de exemplu, arbori de mașini-unelte).

2) Pentru mărirea rigidității se pot lua următoarele măsuri : montarea pieselor pe arbore cît mai aproape de reazeme ; utilizarea de roți dințate, șaibe etc. cît mai ușoare ; echilibrarea pieselor montate pentru reducerea solicitărilor datorită încărcărilor dinamice ; reducerea distanței între reazeme ; mărirea numărului de reazeme ; mărirea diametrului arborelui.

De obicei, *rigiditatea arborelui la răsucire* nu limitează capacitatea sa portantă. Astfel, arborele cardanic suportă o răsucire pînă la 13°. Există totuși cazuri cînd deformația la răsucire trebuie limitată ca de exemplu arborii cărucioarelor de poduri rulante, care datorită răsucirii duc la înțepenirea căruciorului și chiar la răsturnarea acestuia.

Față de cele precedente nu se poate considera ca obligatorie condiția impusă de unii autori de a limita deformația la răsucire la $^1/_4°$ pe metru liniar.

Unghiul de deformare la răsucire se calculează cu relația :

$$\varphi = \frac{M_t}{GI_p} \text{ [rad]}, \tag{19.15}$$

unde :

M_t este momentul de răsucire ;
l — lungimea pe care se răsucește arborele ;
G — modulul de elasticitate transversal ;
I_p — momentul de inerție polar.

Adesea se limitează unghiul de răsucire la $^1/_2°$/m. În acest caz, diametrul arborelui rezultă din relația :

$$\frac{\varphi}{l} = \frac{M_t}{GI_p} = \frac{1/2°}{m}. \tag{19.16}$$

Înlocuind :

$$M_t = 10^6 \frac{P}{\omega} \text{ [Nmm]}; \quad G = 8 \cdot 10^4 \text{ [N/mm}^2\text{]}; \quad I_p = \frac{\pi d^4}{32} \text{ [mm}^4\text{]};$$

$$\frac{\frac{1°}{2}}{m} = \frac{\frac{1°}{2}}{1\,000 \text{ mm}} = \frac{\pi}{2 \cdot 180 \cdot 1\,000} \text{ [rad/mm]},$$

în relația (19.16) rezultă :

$$\frac{\varphi}{l} = \frac{10^6 \frac{P}{\omega}}{8 \cdot 10^4 \frac{\pi d^4}{32}} = \frac{\pi}{2 \cdot 180 \cdot 1\,000},$$

de unde :

$$d = 62 \sqrt[4]{\frac{P}{\omega}} \text{ [mm]}. \tag{19.17}$$

În cazul arborilor lungi, cu mai multe roți, cum este cazul arborilor de transmisie, momentul de răsucire variază de-a lungul arborelui. La calculul deformației totale a arborelui trebuie să se țină seama de modul cum se transmite puterea. Dacă, de exemplu, întreaga putere este preluată de roata de capăt și apoi transmisă pe rînd prin roțile următoare, deformația totală este (fig. 19.6):

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \frac{M_{t1} l_1}{GI_{p1}} + \frac{(M_{t1} + M_{t2}) l_2}{GI_{p2}} + \frac{(M_{t1} + M_{t2} + M_{t3}) l_3}{GI_{p3}},$$

sau, în general, unghiul de răsucire într-o secțiune i este :

$$\varphi_i = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^{n} \frac{l_i \sum M_{ti}}{I_{pi}}. \tag{19.18}$$

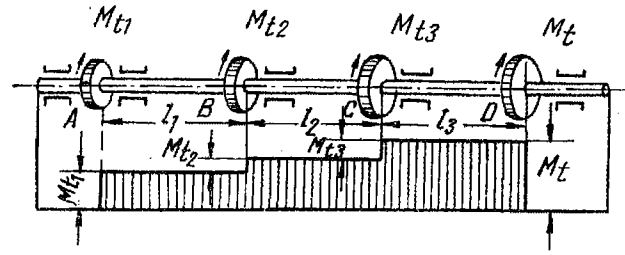


Fig. 19.6.

Verificarea arborilor la vibrații. Așa cum s-a arătat în § 1.1, în prezent se vădește o tendință generală în construcția de mașini spre viteze și turații cît mai mari.

Datorită acestui fapt calculul organelor de mașini în general și al arborilor în special trebuie să țină seama nu numai de acțiunea sarcinilor exterioare ci și de tensiunile respectiv deformațiile produse de vibrațiile mecanice.

În cazul unor soluții constructive greșite pentru care pulsația proprie a sistemului oscilant coincide cu pulsația perturbatoare apare fenomenul de rezonanță care se traduce prin distrugerea arborelui și eventual a întregii mașini în urma creșterii bruște a amplitudinii oscilațiilor.

Pulsația de rezonanță denumită în literatura tehnică de specialitate și *pulsație critică* sau *„turație critică"* trebuie evitată la funcționarea normală a arborilor. Dacă fenomenul de rezonanță nu poate fi înlăturat (cazul unor arbori cotiți sau de turbină în perioada de demaraj și frînare) trebuie să se ia măsuri speciale pentru reducerea amplitudinii vibrațiilor prin instalarea unor dispozitive amortizoare.

Vibrațiile mecanice ale unui arbore sînt produse de cauze complexe dintre care se citează acțiunea perturbătoare a unor sarcini exterioare armonice sau constante ce se deplasează axial cu viteze apropiate de viteza de propagare a vibrațiilor proprii etc. Se menționează de asemenea că sursele de energie, frecarea uscată și cea fluidă pot determina în anumite condiții autovibrații.

Solicitările datorate vibrațiilor mecanice produc în general ruperi bruște fără deformații plastice sensibile care să permită observarea din timp a pericolului. Din acest motiv calculul la vibrații al arborilor constituie uneori o etapă deosebit de importantă la proiectare.

Sistemul elastic format din arbore și piesele susținute de acesta are întotdeauna un număr infinit de grade de libertate.

În majoritatea cazurilor însă masa distribuită a arborelui este neglijabilă în raport cu masele pieselor susținute. Pe de altă parte studiul vibrațiilor la sistemele cu un singur grad de libertate are un caracter universal ceea ce permite clarificarea integrală a problemelor ridicate de calculul la vibrații.

Ca urmare se vor studia vibrațiile de încovoiere și răsucire pentru sistemele cu un singur grad de libertate, iar rezultatele calitative se vor extrapola pentru toate situațiile.

Vibrațiile de încovoiere. Se va examina un arbore ce se rotește cu viteza unghiulară constantă ω și pe care se află montat excentric un volant greu de masă m (astfel că $m \gg m_a$; m_a — masa arborelui — fig. 19.7, *a*).

În prima aproximație se acceptă că planul de rotație al volantului se menține invariabil — la deformații mici ale arborelui — iar amortizările de orice natură sînt neglijabile.

Volantul neechilibrat încarcă arborele cu forța centrifugă:

$$F_0 = m\omega^2 e \tag{19.19}$$

ale cărei proiecții pe axele Oy și Ox variază armonic cu pulsația ω dar defazate cu $\pi/2$ (fig. 19.7, *b*).

$$\begin{aligned} F_y &= F_0 \sin \omega t \\ F_x &= F_0 \cos \omega t \end{aligned} \tag{19.20}$$

Aceste componente constituie factorul perturbator, deci cauza de producere a vibrațiilor forțate de încovoiere.

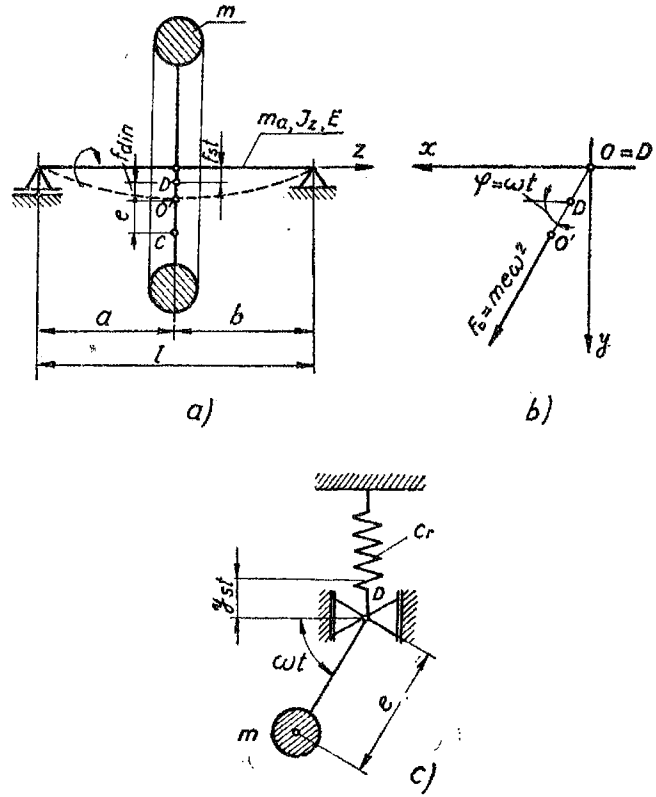


Fig. 19.7.

Intrucît axa de rotație $O \equiv D$, fibra neutră a arborelui O și centrul de greutate al volantului C sînt coliniare, la echilibrul forței perturbătoare cu reacțiunea elastică din arbore săgeata dinamică va avea valoarea :

$$f_{din} = \overline{DO'} = \sqrt{x^2 + y^2}. \tag{19.21}$$

Rezonanța sistemului ($f_{din} \to \infty$) se poate studia înlocuindu-se arborele cu un model mecanic echivalent compus dintr-un arc al cărui capăt obligat să se deplaseze după o direcție fixă este perturbat numai de componenta F_y a forței centrifuge (fig. 19.7, *c*).

Considerîndu-se originea mișcării în punctul de echilibru static al extremității D a arcului $\left(y_{st} = \frac{mg}{c_r}\right)$ prin aplicarea legii *I* a dinamicii se obține ecuația diferențială a vibrației forțate :

$$\ddot{y} + p^2 y = \omega^2 e \sin \omega t \tag{19.22}$$

unde :

$p = \sqrt{\frac{c_r}{m}}$ este pulsația proprie a sistemului oscilant [rad/s];

c_r — constanta elastică a sistemului oscilant.

Mișcarea punctului D este dată de integrala generală a ecuației diferențiale :

$$y = y_p + y_f = A \sin (pt + \varphi) + B \sin \omega t. \tag{19.23}$$

și apare ca rezultat al compunerii a două vibrații armonice, prima cu pulsația proprie a sistemului oscilant p și a doua cu pulsația forței perturbatoare ω.

Amplitudinea A și defazajul vibrațiilor proprii sînt invariabile rezultînd din condițiile inițiale ale mișcării la

$$t = 0 \; ; \; y = y_{st} \; ; \; \dot{y} = v_0 \text{ deci } A = \sqrt{y_{st}^2 + \left(\frac{v_0}{p}\right)^2} \; ; \; \operatorname{tg} \varphi = \frac{y_{st}}{v_0} p. \tag{19.24}$$

Amplitudinea vibrației forțate este o funcție de cele două pulsații și excentricitatea e. Ea rezultă din relația (19.22) înlocuind valorile lui $\ddot{y}$ și y din relația (19.23):

$$B = \frac{e\left(\frac{\omega}{p}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}. \tag{19.25}$$

Fenomenul de rezonanță va fi condiționat numai de vibrația forțată a cărei amplitudine devine infinită ($y, y_f \to \infty$), atunci cînd pulsația perturbătoare (viteza unghiulară a arborelui) are valoarea critică :

$$\omega_{cr} = p = \sqrt{\frac{c_r}{m}} = \sqrt{\frac{g}{y_{st}}} \text{ [rad/s]}.$$

Pentru $\omega\in(0, +\infty)$ efectul forței perturbatoare se poate discuta în funcție de modulul amplitudinii relative a vibrațiilor forțate (fig. 19.8, *a*):

$$\left|\frac{y_{f\,max}}{e}\right| = \left|\frac{B}{e}\right| = \frac{\left(\frac{\omega}{p}\right)^2}{1-\left(\frac{\omega}{p}\right)^2}. \qquad (19.26)$$

Dacă pulsația perturbatoare este mult mai mică decît cea critică ($\omega \ll p$) amplitudinile vibrațiilor forțate sînt reduse. Funcționarea în domeniul subcritic este caracteristică arborilor rigizi (reductoare, cutii de viteze, mașini electrice normale etc.).

Cînd pulsația perturbatoare depășește valoarea critică amplitudinile vibrațiilor forțate se reduc din nou. Pentru $\omega \gg p$ excentricitatea și amplitudinea $y_{f\,max}$ au sensuri contrare, iar arborele se autocentrează — centrul de greutate al volantului tinde să devină centrul mișcării de rotație. Funcționarea

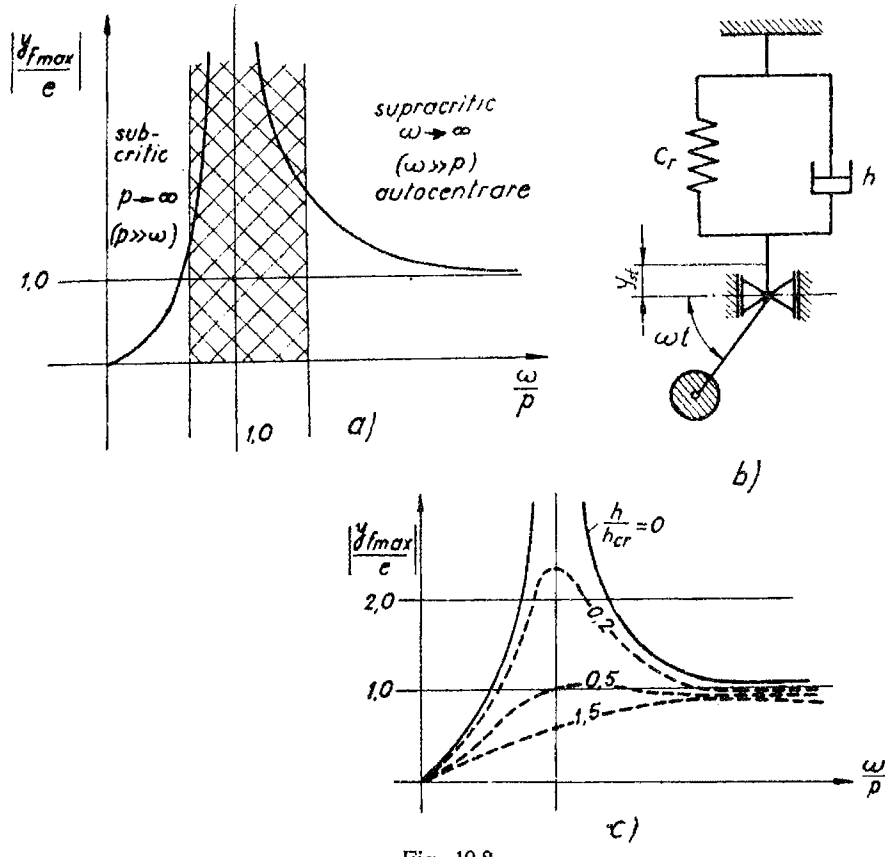


Fig. 19.8.

în domeniul supracritic este caracteristică arborilor flexibili (mașini rotative speciale, centrifuge, unele turbine cu abur sau gaze etc.).

Dacă volantul este montat fără excentricitate ($e=0$), amplitudinea vibrației forțate devine nulă în tot intervalul de pulsații cu excepția valorii critice cînd devine nedeterminată:

$$y_{f\,max}=\frac{0}{0}.$$

In concluzie, funcționarea arborelui este inadmisibilă la viteze unghiulare egale sau apropiate de cea critică datorită faptului că se produc vibrații puternice ce se transmit întregii mașini, fapt care poate duce la avarii sau perturbări grave ale procesului de lucru.

Se recomandă funcție de natura elastică a arborelui ca $\omega \leqslant 0{,}7\,\omega_{cr}$ respectiv $\omega \geqslant 1{,}3\,\omega_{cr}$.

Un aspect deosebit de important apare la arborii supracritici (elastici) care la demarare și frînare trebuie să treacă prin rezonanță. Funcționarea este posibilă numai dacă în sistemul oscilant acționează forțe rezistente ce limitează amplitudinile vibrațiilor forțate.

Atașînd la modelul anterior în paralel cu arcul un amortizor vîscos (fig. 19.8, *b*) ecuația diferențială a mișcării devine:

$$\ddot{y}+2ny+p^2y=\omega^2 e\sin\omega t, \qquad (19.27)$$

unde:

$2n=\frac{h}{m}$ este factorul de amortizare [1/s];

h — coeficientul amortizării vîscoase [kg/s].

Amplitudinea relativă a vibrației forțate are în acest caz valoarea:

$$\left|\frac{y_{f\,max}}{e}\right|=\frac{\left(\frac{\omega}{p}\right)^2}{\sqrt{1-\left(\frac{\omega}{p}\right)^2+\left(2\frac{h}{h_{cr}}\cdot\frac{\omega}{p}\right)^2}}, \qquad (19.28)$$

unde: $h_{cr}=2\sqrt{mc_r}=2\,mp$ reprezintă valoarea limită a coeficientului de amortizare pentru care ecuația caracteristică a ecuației diferențiale (19.28) are o rădăcină dublă.

Din relația (19.28) și figura 19.8, *c* se observă că la rezonanță ($\omega_{cr}=p$) amplitudiniile relative ale vibrației forțate au valori finite care scad direct proporțional cu raportul $\frac{h_{cr}}{h}$:

$$\left|\frac{y_{f\,max}}{e}\right|=\frac{1}{2}\cdot\frac{h_{cr}}{h}. \qquad (19.29)$$

Deci amplitudinile vibrațiilor forțate vor fi cu atît mai reduse cu cît trecerea prin rezonanță se face într-un timp mai scurt și amortizarea este mai importantă.

Dacă amortizarea se dovedește insuficientă se pot prevedea în același scop inele sau tampoane limitatoare.

La arborii cu mai multe grade de libertate, stabilirea pulsațiilor critice este anevoioasă. În acest caz, în special atunci cînd trebuie determinată pulsația inferioară și eventual armonica a doua sînt eficace metodele aproximative Rayleigh, Dunkerley, Ritz etc.

Astfel relația lui Rayleigh pentru pulsația critică a unui arbore simplu rezemat, cu un număr oarecare de sarcini masice și masa proprie neglijabilă este (fig. 19.9, *d*):

$$\omega_{cr} = p = \sqrt{\frac{g \sum_{i=1}^{n} m_i f_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i f_i^2}}, \tag{19.30}$$

unde f_i sînt săgețile fibrei deformate statice [mm] în dreptul maselor m_i (fig. 19.9).

Relația este valabilă pentru armonica fundamentală (fig. 19.9, *a*); figurile 19.9, *b* și 19.9, *c* reprezintă armonica a doua respectiv a treia.

Vibrații de răsucire. Dacă momentul de răsucire variază periodic (de exemplu la arbori cotiți) și dacă frecvența de variație a momentului de răsucire coincide cu frecvența oscilațiilor proprii ale arborelui, apare fenomenul de rezonanță.

Deoarece studiul problemei generale a unui arbore cu secțiune variabilă și cu un număr oarecare de mase oscilante este foarte dificil, problema se rezolvă în practică prin înlocuirea sistemului real printr-un sistem echivalent cu un număr redus de mase.

Arbore cu secțiune constantă și un singur disc oscilant. Se consideră un arbore încastrat la un capăt susținînd un volant greu cu momentul de inerție masic $J \gg J_a$ (J_a — momentul de inerție masic al arborelui [kgm^2]).

Ecuația de mișcare obținută prin aplicarea legii impulsului este formal analoagă cu aceea a vibrațiilor de încovoiere:

$$\ddot{\theta} + p^2\theta = \frac{M_0}{J} \sin \omega t, \tag{19.31}$$

unde

$p = \sqrt{\frac{c_\theta}{J}}$ este pulsația proprie a sistemului oscilant [rad/s];

c_θ — coeficientul de rigiditate la răsucire $\left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}\right]$;

$M_0 \sin \omega t$ — cuplul perturbator [Nm].

Fenomenul de rezonanță va apărea și aici atunci cînd pulsația perturbatoare atinge valoarea critică:

$$\omega_{cr} = p = \sqrt{\frac{c_\theta}{J}} \quad \text{[rad/s]}. \tag{19.32}$$

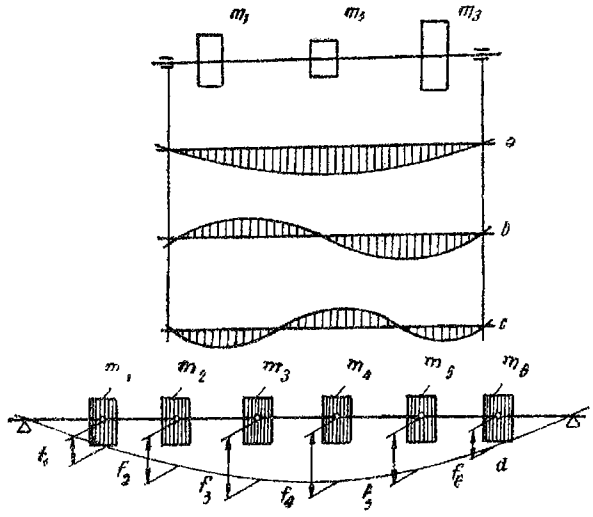


Fig. 19.9.

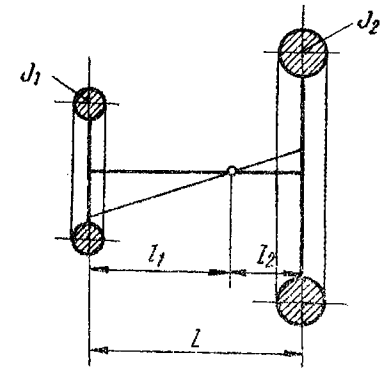


Fig. 19.10.

Toate consideraţiile de la studiul vibraţiilor de încovoiere îşi menţin şi în acest caz valabilitatea.

Modelul analizat nu are echivalent real în construcţia de arbori. O mare importanţă parctică prezintă însă cazul a doi volanţi grei legaţi printr-un arbore elastic, model la care se pot reduce majoritatea sistemelor motor — consumator.

Ansamblul arbore-volanţi se roteşte ca un corp rigid, volanţii vor oscila în sensuri opuse cu unghiuri invers proporţionale cu momentele lor de inerţie. În consecinţă există o secţiune a arborelui care rămîne fixă în timpul vibraţiilor libere (nod).

Acest raţionament simplu ne conduce la rezultatul că studiul vibraţiilor proprii ale modelului cu două grade de libertate se reduce la acel al momentului cu un singur grad de libertate întrucît :

$$\omega_{cr} = p_{1,2} = p = \sqrt{\frac{c_{\theta ech}}{J_{ech}}} \text{ [rad/s]} \qquad (19.33)$$

unde :

$c_{\theta ech} = \dfrac{GI_p}{l}$ este coeficientul de rigiditate la răsucire al întregului arbore $\left[\dfrac{\text{Nm}}{\text{rad}}\right]$;

$J_{ech} = \dfrac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2}$ — momentul de inerţie masic echivalent al sistemului oscilant [kgm^2].

Ca urmare relaţia (19.33) devine :

$$\omega_{cr} = p = \sqrt{\frac{GI_p (J_1 + J_2)}{l J_1 \cdot J_2}}. \qquad (19.34)$$

Relațiile precedente sînt valabile în cazul arborilor de secțiune constantă. În cazul arborilor de secțiune variabilă arborele real de secțiune variabilă se înlocuiește printr-un arbore fictiv de secțiune constantă, cu aceeași deformație la răsucire ca și arborele real. Astfel, o porțiune de arbore de diametru d și lungime l este identică din punct de vedere al deformației la răsucire cu un arbore de diametru d_0 și lungime l_0 dacă ambele se răsucesc cu același unghi, sub acțiunea aceluiași moment de răsucire :

$$\frac{M_t l}{GI_p} = \frac{M_t l_0}{GI_{p0}},$$

sau

$$l = \left(\frac{d}{d_0}\right)^4 l_0 \tag{19.35}$$

19.3.6. **Calculul axelor și osiilor.** Axele și osiile se calculează la încovoiere, deoarece solicitarea lor principală și caracteristică este încovoierea. În acest scop se trasează variația momentelor încovoietoare și se calculează diametrul axului într-o secțiune cu relația :

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_i}{\pi \cdot \sigma_{ai}}}, \tag{19.36}$$

sau, în cazul axelor cu secțiune inelară :

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_i}{\pi(1-\xi^4)\,\sigma_{ai}}}. \tag{19.37}$$

Rezistența admisibilă la încovoiere se ia pentru axe (osii) rotitoare în limitele :

$$\sigma_{ai} = (40 \ldots 80)\text{N/mm}^2,$$

iar pentru axe fixe :

$$\sigma_{ai} = (70 \ldots 150)\text{N/mm}^2.$$

Valorile minime pentru oțel carbon turnat, iar cele maxime pentru oțeluri aliate. Se va ține seama la alegerea rezistenței admisibile și de forma axului (efectul concentrării de tensiuni).

Verificarea la oboseală, rigiditate și turație critică se face ca și pentru arbori, ținîndu-se seama de faptul că axul este solicitat numai la încovoiere.

19.4. PROBLEME CONSTRUCTIVE

Pentru a satisface diferitele condiții, adesea contradictorii, impuse arborilor, ca : rezistență, cost redus de fabricație, întreținere simplă, rigiditate etc., constructorul trebuie să aleagă soluția cea mai avantajoasă. Aceasta

este o problemă care cere multă experiență și pricepere, întrucît forma arborelui depinde de condiții diferite, ceea ce face imposibilă recomandarea de soluții unice pentru diferite cazuri din practică.

Fie, de exemplu, de proiectat transmisia tamburului unui aparat de ridicat. În figura 19.11 se indică două scheme constructive care se pot folosi în acest scop. În schema *I*, roata dințată este fixată pe tambur, care se rotește pe axul fix. La soluția a doua, *II*, atît roata dințată, cît și tamburul sînt fixate pe ax, care în acest caz se rotește.

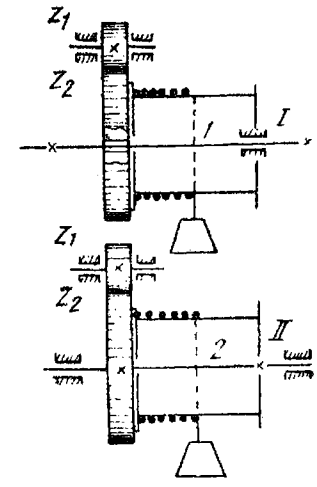


Fig. 19.11.

Soluția *I* prezintă avantajul că are un ax fix, deci ciclul de solicitare este pulsatoriu, datorită înfășurării cablului. Rezistența admisibilă este mare (cazul *II* de solicitare), deci dimensiunile axului sînt reduse. În schimb, întreținerea este complicată din cauză că lagărele sînt greu accesibile. La soluția *II* axul se rotește, deci este supus unui ciclu alternant-simetric. Rezistența admisibilă este mică (cazul *III* de solicitare), deci dimensiunile sînt mai mari, în schimb accesul la lagăre este ușor.

Diametrele arborilor în secțiunile unde se formează ajustaje, trebuie să aibă mărimi corespunzătoare șirului normal de numere (STAS 333-57). Există tendințe de a limita dimensiunile arborilor și de a utiliza cu precădere arbori de secțiune constantă, ceea ce este foarte avantajos din punct de vedere tehnologic, permițînd fabricarea ieftină a arborilor în serie mare și masă.

În acest caz, dacă pe arbore trebuie realizate ajustaje diferite, între părțile avînd diferite abateri se execută de obicei o renură avînd adîncimea de 0,2 ... 0,3 mm și o lățime de 1,5 ... 3 mm pentru ieșirea discului abraziv.

Pentru a evita deplasarea axială a pieselor montate pe arbori de secțiune constantă se utilizează inele fixate cu șuruburi, întregi sau divizate, cît și inele elastice.

În figura 19.12 este reprezentat un asemenea inel montat cu șuruburi prin strîngere pe arbore.

În figura 19.13 este reprezentat un inel elastic pentru fixarea axială a unei piese montate pe arbore.

În locul inelelor dintr-o bucată reprezentate în figura 19.12 se pot utiliza inele din două jumătăți strînse pe arbore cu șuruburi (fig. 19.14).

Aceste inele se vor prefera umerilor și inelelor strunjite din materialul arborilor, întrucît aceștia duc la risipă de material și manoperă, arborii trebuind strunjiți dintr-un material brut de diametru mai mare.

Se vor evita, pe cît posibil, filete tăiate în arbore (fig. 19.15, *a*) pentru fixarea axială a pieselor montate cu piulițe; se vor prefera inele de distanțare (fig. 19.15, *b*).

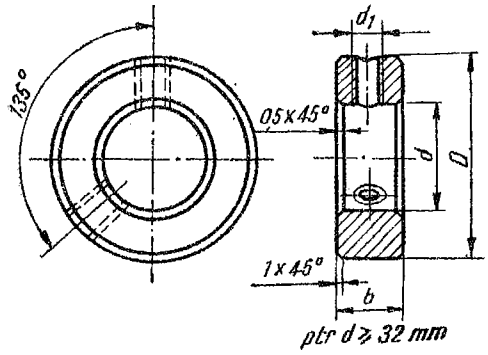


Fig. 19.12.

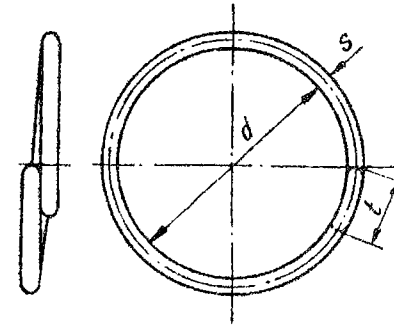


Fig. 19.13.

Varianta cu inele de distanțare prezintă însă neajunsul că necesită o prelucrare frontală precisă a inelelor pentru a evita deformarea arborelui datorită strîngerii inelelor.

Nu se admit ajustaje de strîngere de același diametru nominal pe același arbore, cînd montajul se execută dintr-o parte, întrucît la montare și demontare se distruge suprafața arborelui de sub unele piese, iar montajul și demontajul este dificil.

Arborii de turații ridicate impun utlizarea de lagăre rigide și o echilibrare foarte bună.

Arborele se fixează axial numai într-un lagăr, pentru a evita solicitările termice (v. și § 22.6).

In literatura de specialitate se recomandă utilizarea arborilor și axelor de egală rezistență (fig. 19.16).

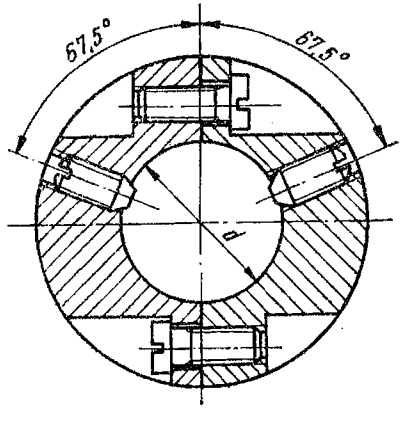


Fig. 19.14.

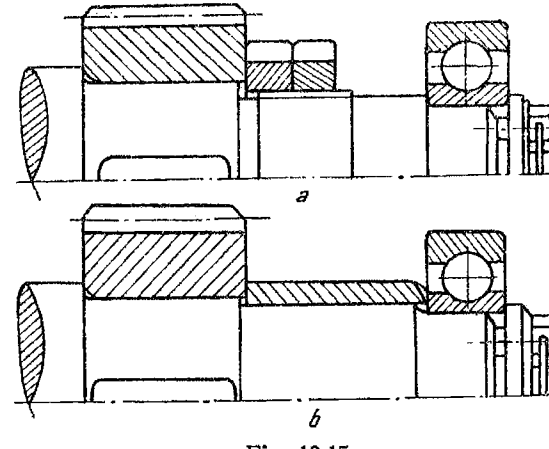
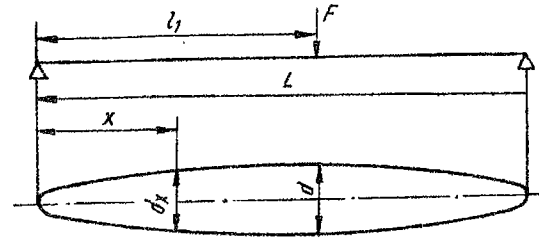


Fig. 19.15.

Fig. 19.16.



Acestea au o formă de paraboloid (în cazul unei sarcini concentrate) corespunzătoare relației [2]:

$$d_x = d\sqrt[3]{\frac{x}{l_1}}, \tag{19.38}$$

unde:

d_x este diametrul arborelui în secțiunea x;

l_1 — distanța de la reazem la sarcină.

În practică, din motive tehnologice, solidul de egală rezistență se înlocuiește printr-un arbore în trepte (fig. 19.17).

Datorită concentrării de tensiuni în dreptul racordărilor, a canalelor de pană etc., în realitate nu mai avem un arbore de egală rezistență. De aceea, atunci cînd se pune problema realizării de arbori de greutate minimă se va conduce astfel calculul la oboseală, încît în secțiunile periculoase (unde apar concentratori) să se obțină valori apropiate și minime ale coeficienților de siguranță (acesta este de fapt un arbore de egală siguranță).

Construcția și forma arborilor depind în mare măsură de felul îmbinării pieselor pe arbore, cît și de montarea arborelui în lagăre. În felul acesta, ajustajele arborelui cu piesele cu care vine în contact joacă un rol important în construcția acestuia.

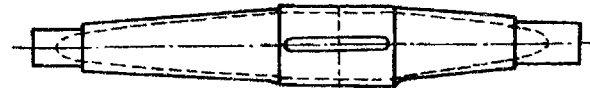
În cazul îmbinării roților cu ajustaje cu strîngere, fixarea lor axială nu este necesară.

Pentru montarea roților pe arbore, în locul penelor se preferă arborii canelați, care cu toate că sînt mai scumpi, asigură a centrare mai bună, o îmbinare mai sigură și o concentrare de tensiuni mai redusă decît canalele de pană.

Roțile în consolă se montează cîteodată cu îmbinări pe suprafețe conice; acestea au însă un preț de prelucrare mai ridicat.

Deoarece tăierea canalului de pană produce o deformare a arborelui, se recomandă ca prelucrarea de finisare a arborelui să se execute după ce au fost tăiate canalele de pană.

Fig. 19.17.



Uneori se impune utilizarea de piese în consolă. Astfel de construcții trebuie evitate, din cauza încărcărilor mari pe care le produc asupra arborilor. În cazul cînd nu se pot evita se vor executa console scurte $\left(\frac{a}{l} \leqslant 2,5\right.$, unde a este lungimea consolei, iar l distanța între reazeme$\left.\right)$.

Rezistența la oboseală a unui arbore depinde în cea mai mare măsură de forma sa. *De aceea formei arborelui trebuie să i se acorde cea mai mare atenție.*

În afara măsurilor constructive se mai pot lua următoarele măsuri pentru mărirea rezistenței la oboseală a arborilor : tehnologice, de exploatare și preventive.

Măsuri constructive. Pentru mărirea rezistenței la oboseală se pot lua o seamă de măsuri constructive, care depind de tipul concentratorului.

Racordări. Factorul principal de care depinde coeficientul de concentrare la racordări este raza de racordare, o dată cu creșterea ei, coeficientul de concentrare scade. În cazul cînd din motive constructive nu se poate mări raza de racordare, se pot utiliza următoarele soluții constructive :

— inel de distanțare (fig. 19.18);
— racordări cu degajare (fig. 19.19);
— canale de descărcare (fig. 19.20);
— renuri transversale (fig. 19.21).

Găuri. Efectul de concentrare poate fi redus prin zencuirea găurii (b), prin planarea găurii (c) sau prin presarea pe marginile găurii a unei bile (fig. 19.22, d).

Șanțurile inelare (renurile) se recomandă a se executa cu raze mari, pentru a reduce efectul de concentrare.

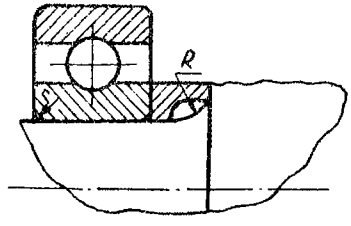


Fig. 19.18.

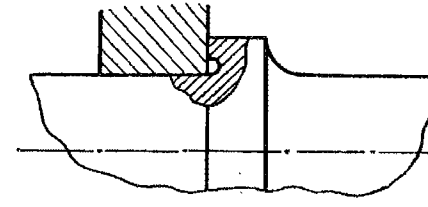


Fig. 19.19.

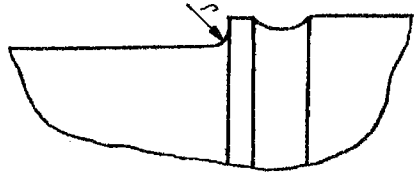


Fig. 19.20.

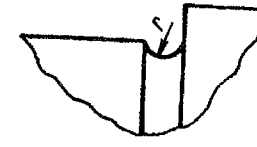


Fig. 19.21.

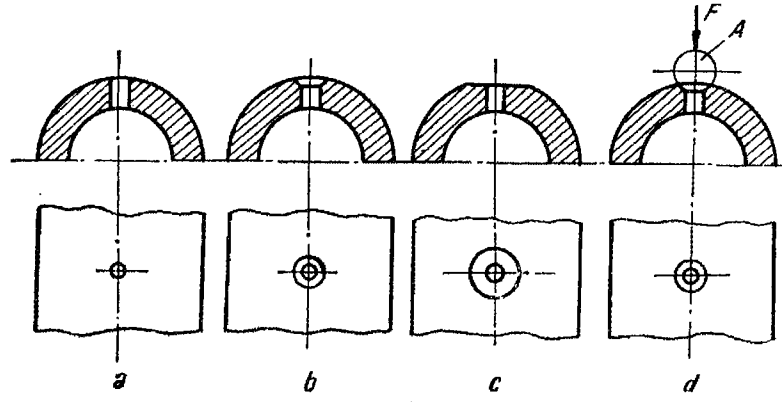


Fig. 19.22.

Îmbinările prin strîngere produc puternice concentrări de tensiuni, care pot fi reduse prin următoarele măsuri :

— executarea unor canale inelare de descărcare în locurile de trecere de la arbore la butucul presat (fig. 19.23);

— executarea marginilor butucului cu o elasticitate mai mare decît mijlocul (fig. 19.24);

— se va prefera îmbinarea prin strîngere fretată în locul celor presate.

Canale de pană. Se recomandă ca șanțurile de pană să aibă colțurile rotunjite ; de asemena se vor prefera canale de pană executate cu freză disc (fig. 19.25, *a*) celor executate cu freză deget (fig. 19.25, *b*).

Arbori cu caneluri. Se vor prefera arbori cu caneluri, avînd diametrul exterior al canelurilor egal cu diametrul arborelui (fig. 19.26, *a*) față de arbori cu caneluri la care diametrul exterior al canelurii este mai mare decît diametrul arborelui (fig. 19.26, *b*); canelurilor dreptunghiulare li se vor prefera canelurile cu profil în evolventă.

Arborii filetați trebuie evitați pe cît posibil ; în caz că aceasta nu este posibil, fundul filetului se va rotunji ; de asemenea se vor prefera filete cu pas fin.

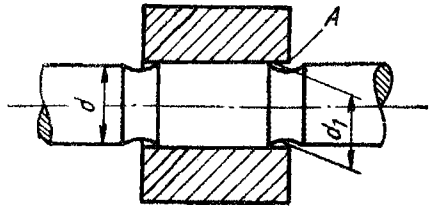


Fig. 19.23.

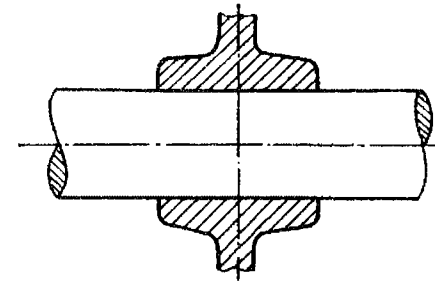


Fig. 19.24.

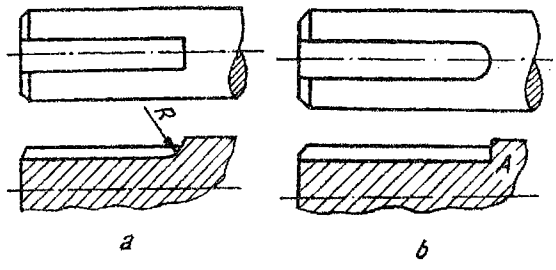


Fig. 19.25.

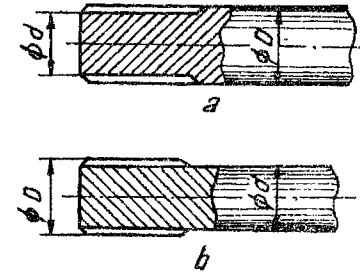


Fig. 19.26.

În afara mijloacelor constructive pentru mărirea rezistenței la oboseală se mai utilizează *metode tehnologice,* care constau în tratarea suprafeței piesei prin diverse tratamente care duc la creșterea rezistenței la oboseală, ca : rularea cu role, ecruisarea cu jet de alice, călire superficială cu flacără sau cu curenți de înaltă frecvență, cementarea, nitrurarea, cianurarea etc.

Ele se bazează pe realizarea la suprafața piesei de tensiuni inițiale de compresiune, care compunîndu-se cu solicitările de întindere datorite încovoierii duc la condiții favorabile de lucru pentru organele de mașini (fig. 19.27).

Din figura 19.27 se vede că solicitările de întindere datorite încovoierii se micșorează prin compunerea lor cu tensiuni inițiale de compresiune, iar cele de compresiune cresc (se adună). Aceasta însă nu este dezavantajos, deoarece în general oțelurile au o amplitudine limită corespunzătoare unei solicitări medii de compresiune (negative) mai mare decît cea corespunzătoare unei solicitări medii de întindere (pozitive).

Mijloacele de exploatare constau în evitarea coroziunii și în special a celei de contact care reduce foarte mult rezistența la oboseală. Se vor evita de asemenea loviturile și zgîrieturile pe suprafața piesei, strîngerile excesive sau insuficiente. Se vor asigura condiții pentru porniri și opriri liniștite; ungerea pieselor cu frecare, montare corectă.

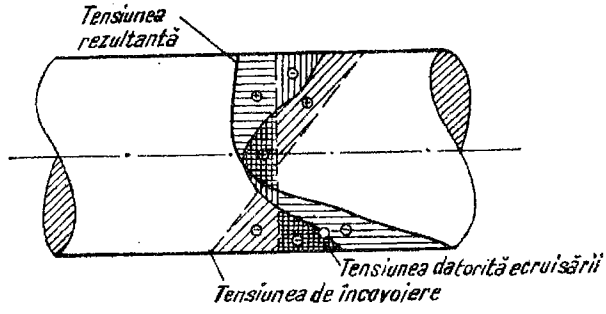


Fig. 19.27.

Mijloacele preventive sînt reviziile periodice și ținerea evidenței acestora (la osii de vagoane și locomotive, piese de avioane etc.), înlocuirea pieselor uzate, ca și a acelora a căror durată de serviciu prescrisă a expirat. Metodele defectoscopice actuale (ultrasunete, raze X, cîmp magnetic etc.) aplicate periodic permit descoperirea primelor fisuri și deci evitarea ruperilor prin oboseală în exploatare.

19.5. ARBORI FLEXIBILI

Arborii flexibili se utilizează atunci cînd condițiile constructive sau funcționale o impun (arborele de kilometraj la automobile, arborele unor mașini de găurit, arborele mașinii de găurit din dentistică etc.).

Arborele flexibil constă din mai multe rînduri de sîrmă înfășurate unul peste altul în sens opus (fig. 19.28).

La arborii care se rotesc spre dreapta, sîrma din ultimul rînd se înfășoară spre stînga ; la arborii care se rotesc spre stînga, ultimul rînd de sîrmă se înfășoară spre dreapta.

Arborii flexibili se împart în arbori normali, fără inimă (după înfășurare, inima se scoate) și arbori întăriți, cu inimă, iar fiecare rînd este format din 4 ... 12 sîrme.

Arborii flexibili sînt înfășurați cu o apărătoare elastică, care constă, de obicei, dintr-o bandă profilată de oțel, înfășurată și etanșată.

Grosimea sîrmei folosite pentru executarea arborilor flexibili este de 0,5 ... 3 mm.

Condițiile cele mai importante pe care trebuie să le îndeplinească arborii flexibili sînt elasticitatea și durabilitatea.

Arborii flexibili se utilizează numai pentru puteri relativ reduse. Astfel, un arbore flexibil cu diametrul de 25 mm poate transmite o putere de 2 kW la o viteză unghiulară de 300 rad/s. Calculul sîrmelor din care este executat arborele se efectuează în același mod ca și la arcurile elicoidale de răsucire (§ 7.9).

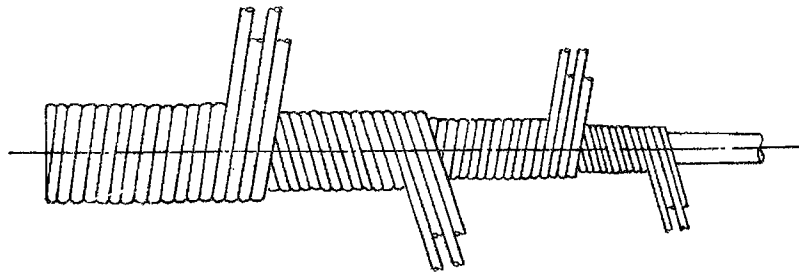


Fig. 19.28.

20. FRECAREA. UNGEREA ȘI ETANȘAREA IN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

20.1. FRECAREA

20.1.1. **Introducere. Clasificare.** Frecarea reprezintă un fenomen inevitabil ori de cîte ori apar mișcări sau tendința de mișcări relative. Sînt cazuri cînd frecarea este un fenomen dăunător producînd uzură, încălzire sau gripare (lagăre, ghidaje etc.). În alte cazuri, frecarea este un fenomen folositor (ambreiaje, frîne, îmbinări prin strîngere etc.).

Frecarea în cuplele cinematice reprezintă un fenomen dăunător. Pentru învingerea frecării se cheltuiesc anual milioane de kWh. În afara consumului de energie, frecarea produce uzura pieselor în mișcare relativă, remedierea acesteia necesitînd de asemenea cheltuieli mari. În sfîrșit, frecarea duce la încălzirea și cîteodată la griparea pieselor în mișcare relativă, ceea ce limitează valorile maxime ale vitezelor și ale încărcărilor. De aceea, reducerea forțelor de frecare prezintă o problemă de o deosebită importanță practică, de care se ocupă o ramură nouă a științei, *tribologia*.

Frecarea se poate clasifica așa cum se vede în tabelul 20.1, în *frecare de alunecare* (de obicei în cuple cinematice inferioare) și în *frecare de rostogolire* (în cuple cinematice superioare, sau atunci cînd între piesele în mișcare se interpun niște corpuri intermediare de rostogolire).

Frecarea uscată ia naștere dacă cele două suprafețe în mișcare relativă sînt uscate neexistînd nici un strat intermediar de fluid. În acest caz se aplică legea A m o n t o n-C o u l o m b :

$$F_f = \mu N, \tag{20.1}$$

unde :

F_f este forța de frecare ;

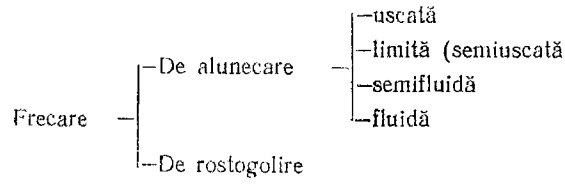
μ — coeficientul de frecare ;

N — forța normală pe suprafețele în contact.

Cu alte cuvinte, forța de frecare depinde numai de natura și starea suprafețelor în contact (prin coeficientul μ) și de mărimea forței normale N. Ea nu depinde de presiune (sau ceea ce este totuna de mărimea suprafeței) și de viteza relativă de mișcare a suprafețelor.

Tabelul 20.1

Clasificarea frecărilor



Legea Amonton-Coulomb este valabilă numai în domeniul elastic. Dar chiar la încărcări relativ mici, datorită suprafeței lor de contact reduse, deformarea lor plastică. In acest caz, legea Amonton-Coulomb nu mai este valabilă, iar forța de frecare depinde și de presiunea de contact cît și de viteza relativă de mișcare a suprafețelor.

Se constată totodată că coeficientul de frecare depinde și de faptul dacă piesele respective sînt în mișcare relativă sau în repaus. Coeficientul de frecare static (de pornire) este mai mare decît cel de mișcare (cinetic), deoarece accesul lubrifiantului este mai greu (el este evacuat sub acțiunea forței N din lagăre) și se pot produce totodată unele deformații elastice în repaus care trebuie învinse la pornire.

Fenomenul intim al frecării nu este nici pînă astăzi deplin elucidat. Au existat de-a lungul timpului o serie de ipoteze ca : ipoteza urcării pe asperități (Parent), ipoteza interacțiunii moleculare (Dezaguillet, 1734), ipoteza deformației elastice a suprafețelor în contact (Leslie, 1801).

In realitate frecarea este un fenomen complex datorit următoarelor cauze :

— deformarea plastică a rugozităților suprafețelor în contact ;
— ruperea rugozităților și a unor părticele de pe suprafețele în contact ;
— interacțiunea cîmpurilor de forță marginale ;
— frecarea interioară în materialul pieselor (histereză).

Coeficientul de frecare μ depinde deci de următorul complex de factori, cu interacțiune reciprocă : forța normală, viteza de alunecare, felul contactului, dimensiunea suprafeței de contact, prezența unor pelicule pe suprafețe, temperatura suprafeței, caracterul rigid sau elastic al suprafeței, natura materialelor în contact, microrelieful suprafețelor și altele.

Frecarea uscată se întîlnește la ambreaje, frîne, transmisii prin fricțiune, îmbinări prin strîngere etc.

Regimul de ungere teoretic perfect în cuplele cinematice este acela în care suprafețele solide în mișcare relativă sînt complet separate printr-un strat (film) continuu de lubrifiant. Frecarea are loc între pelicula de lubrifiant care aderă la cuzinet și pelicula care aderă la fus. Deoarece frecarea are loc între moleculele de lubrifiant, acestei frecări i se spune *frecare fluidă.*

Frecarea fluidă se poate realiza atît cu lubrifianți lichizi, cît și cu lubrifianți gazoși (lubrificația cu gaze).

Pentru realizarea stratului continuu de lubrifiant între cele două suprafețe în mișcare relativă, există două posibilități :

a) introducerea între cele două suprafețe a lubrifiantului cu o presiune atît de mare, încît să poată susține fusul (*sustentația sau portanța hidrostatică*) ;

b) realizarea în stratul de lubrifiant a unei presiuni datorită rotirii fusului în lagăr (*sustentația sau portanța hidrodinamică*). Teoria care studiază portanța hidrodinamică se numește *teoria hidrodinamică a ungerii.*

Primul care a aplicat teoria hidrodinamică la studiul frecării din lagăre a fost P e t r o v, în lucrarea sa publicată în 1883 sub titlul *Frecarea în mașini și influența lichidului lubrifiant asupra ungerii.* De teoria hidrodinamică a ungerii s-au mai ocupat un mare număr de cercetători. Un aport deosebit în această problemă l-au adus cercetătorii români: Prof. N. T i p e i, dr. ing. V. C o n s t a n t i n e s c u și colaboratorii lor, care au realizat lucrări fundamentale pe plan mondial în această problemă.

În cazul cînd se realizează frecarea fluidă, coeficientul de frecare este foarte redus, fiind aproximativ de ordinul 0,001 ... 0,01. Precum se vede, în acest caz pierderile prin frecare sînt foarte reduse, ceea ce contribuie la reducerea uzurii pieselor în mișcare și la creșterea randamentului mașinilor.

Dacă distanța dintre suprafețele metalice se micșorează ajungînd de ordinul de mărime al moleculelor, regimul hidrodinamic încetează, iar ungerea se realizează numai datorită onctuozității lubrifiantului (v. § 20.2). Frecarea depinde în acest caz de forțele intermoleculare care provoacă fixarea moleculelor de lubrifiant de metal și de orientarea lor, moleculele de lubrifiant care aderă la cele două suprafețe în mișcare relativă fiind separate prin suprafețe de alunecare între care frecarea este redusă. Regimul acesta de frecare se numește *limită sau semiuscată* [35]. Din cauza debitului scăzut de lubrifiant care circulă prin lagăr în acest caz apar dificultăți în evacuarea căldurii dezvoltate, motiv pentru care frecarea semiuscată se evită de obicei în lagăre. Ea poate apărea în lagăre la pornirea mașinii, la ambreierea și debreierea ambreiajelor care lucrează în baie de ulei etc.

Frecarea semifluidă apare atunci cînd filmul continuu de lubrifiant se întrerupe, astfel că pe anumite porțiuni frecarea este semiuscată. Frecarea semifluidă reprezintă astfel un proces intermediar între frecarea fluidă și frecarea semiuscată, delimitarea precisă a celor două tipuri de frecare (semifluidă și semiuscată) nefiind posibilă. Ea apare în lagăre supuse la sarcini dinamice sau alternative, cît și în lagăre incorect proiectate.

Durabilitatea și uzura fusurilor și a cuzineților depinde în cea mai mare măsură de felul frecării. În cazul cînd se asigură frecarea fluidă, uzura este neglijabilă și durabilitatea fusului și a cuzinetului este foarte mare.

Frecarea de rostogolire are loc în cuple cinematice superioare (roți dințate, roți de fricțiune, în lagăre cu rulmenți etc.). Frecarea de rostogolire are un efect de cuplu avînd sensul invers tendinței de rotație. Relația de calcul este:

$$M = yN, \tag{20.2}$$

unde:

N este forța normală pe suprafață;

y — coeficientul frecării de rostogolire avînd o dimensiune liniară (brațul de rostogolire).

20.2. LUBRIFIANȚI

S-a constatat că prin introducerea între piese în mișcare relativă a unor lubrifianți, forța de frecare se reduce, ceea ce a avut ca urmare utilizarea pe scară largă a lubrifianților în construcția de mașini. Unii autori, în dorința lor de a sublinia importanța lubrifianților, îi consideră pe aceștia ca organe de mașini [12].

În tabelul 20.2 se prezintă o clasificare a lubrifianților. Cei mai utilizați lubrifianți sînt uleiurile minerale și unsorile consistente; uleiurile vegetale și animale se folosesc pe scară redusă, mai utilizate fiind uleiul de ricin și uleiul de pește. În ultima vreme se utilizează lubrifianți sintetici, îndeosebi de tip siliconic.

Unsorile consistente sînt produse semisolide, fiind dispersii coloidale ale unui component solid (săpun, grafit coloidal, bisulfură de molibden) în uleiuri minerale.

Materialele solide folosite ca lubrifianți sînt: grafitul, bisulfură de molibden etc. Ele se utilizează mai frecvent sub formă de dispersii coloidale.

Se folosesc și lubrifianți minerali cu adaosuri (aditivi) de materiale sintetice, ca: politetrafluoretilena, poliacrilați, polistirol etc.

În afară de rolul de ungere, lubrifianții servesc la etanșarea, răcirea și protejarea suprafețelor de frecare.

Lubrifianții se caracterizează prin următoarele caracteristici: viscozitate, onctuozitate sau aderență, comportare chimică și unele proprietăți fizice (greutate specifică, punct de inflamabilitate, punct de congelare și punct de picurare).

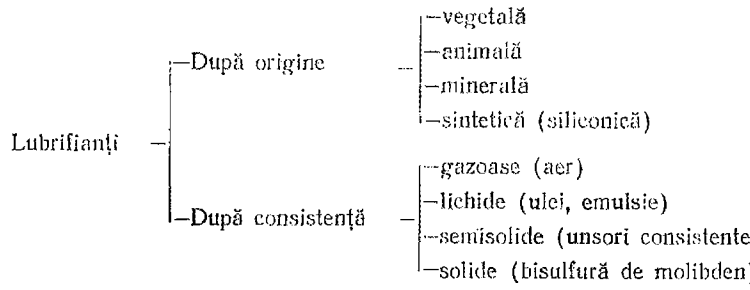
Clasificarea, simbolizarea și indicații asupra utilizării uleiurilor minerale sînt cuprinse în STAS 871-49.

Viscozitatea, onctuozitatea (aderența) și comportarea chimică sînt cele mai importante caracteristici ale lubrifianților, întrucît ele caracterizează capacitatea de încărcare a filmului de lubrifiant dintr-o cuplă cinematică.

Viscozitatea caracterizează frecarea internă a fluidului, adică rezistența pe care o opun particulele la alunecare relativă.

Tabelul 20.2

Clasificarea lucrifianților



Viscozitatea dinamică absolută η este raportul dintre tensiunea tangențială din fluid și gradientul vitezei (conform formulei lui Newton — 21.14);

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad \left[\frac{Ns}{m^2}\right],$$

(forța necesară pentru deplasarea cu viteza de 1 m/s a două suprafețe de 1 m^2, despărțite de un strat de fluid de 1 m grosime).

În sistemul SI viscozitatea dinamică absolută se măsoară în $N\,s/m^2$, iar în sistemul MKfS în $kgf\,s/m^2$.

În cazul cînd trebuie să se țină seama și de forțele de inerție care se produc la mișcarea lubrifiantului, se utilizează noțiunea de *viscozitate cinematică* ν, care reprezintă raportul dintre viscozitatea dinamică și densitatea lubrifiantului respectiv. Unitatea de măsură a viscozității cinematice în sistemul SI este m^2/s.

În practică se utilizează mai des noțiunea de *viscozitate relativă* măsurată în grade Engler (°E). Viscozitatea relativă convențională Engler a unui lichid la o anumită temperatură este raportul dintre timpul de curgere a unui volum determinat de lichid și timpul de curgere a unui volum egal de apă distilată la 20 °C în viscozimetrul Engler.

Între viscozitatea dinamică absolută și viscozitatea relativă sînt date în literatura de specialitate diferite relații de transformare [35].

În S.U.A. și Anglia în locul gradelor Engler se utilizează secundele Saybolt (su_t).

Viscozitatea variază cu temperatura, relația de dependență fiind de forma:

$$\log \log (\nu + c) = a + b \log T, \qquad (20.3)$$

unde:

ν este viscozitatea cinematică;
T — temperatura absolută [°K];
a, b — temperaturi constante caracteristice fiecărui ulei;
c — constantă.

În figura 20.1 sînt indicate caracteristicile unor lubrifianți [d, ulei vîscos pentru motoare (16 $°E_{50}$); h, ulei de turbine (4 $°E_{50}$) etc.].

Pentru indicarea calității unui lubrifiant din punctul de vedere al variației viscozității cu temperatura se utilizează indicele de viscozitate Dean-Davis (DD), care definește calitatea unui lubrifiant prin comparație cu două tipuri de uleiuri luate ca etalon. S-a constatat însă în ultimul timp că acest indice nu este corespunzător, motiv pentru care în unele standarde nu mai este menționat.

Viscozitatea mai variază și cu presiunea și viteza, dar în mai mică măsură decît cu temperatura.

Ca lubrifianți sînt mai avantajoși aceia care-și mențin viscozitatea și la temperaturile ridicate, la care funcționează de obicei lagărele.

Onctuozitatea sau aderența reprezintă un complex de proprietăți ale lubrifiantului, diferite de viscozitate, care asigură o frecare și uzură mai reduse,

atunci cînd filmul de lubrifiant este foarte subțire. Onctuozitatea joacă rolul principal în cazul frecării limită. Această proprietate este legată de unele procese fizico-chimice care se petrec în pelicule subțiri în contact cu suprafețele metalice, fiind funcție de energia de legătură dintre moleculele polare din ulei și suprafața metalului. Ca urmare, onctuozitatea nu este o proprietate intrinsecă a unui lubrifiant, ea depinzînd de metalul cu care vine în contact.

S-a constatat că uleiurile nafteno-aromatice sînt în general mai onctuoase decît cele parafinice.

Onctuozitatea joacă un rol hotărîtor în ungerea cu lubrifianți solizi. Explicația ungerii se bazează în acest caz pe teoria structurii stratului de molecule aderente despărțite de zone de rezistență redusă.

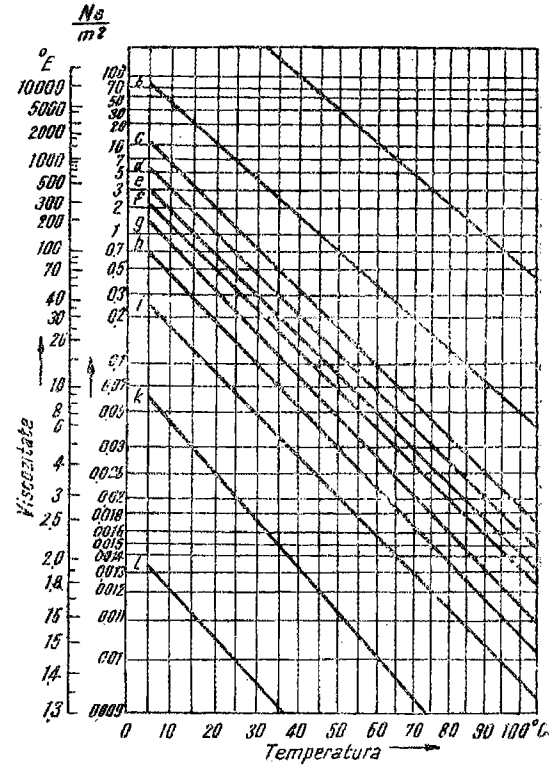


Fig. 20.1.

La bisulfură de molibden, de exemplu, straturile de sulf alunecă ușor unele peste altele (legături slabe), în timp ce moleculele de S_2Mo aderă puternic de metal, acoperind complet suprafețele metalice, inclusiv rugozitățile.

Pentru îmbunătățirea calităților unui lubrifiant se utilizează adesea aditivi, care reprezintă adaosuri de substanțe chimice în cantități foarte mici. Aditivii pot fi antigripanți, de onctuozitate, inhibitori de oxidare, pentru presiuni extreme și antispumanți.

Aditivii antigripanți se folosesc pentru lubrifianți care lucrează în condiții de pericol de gripare, ca: angrenaje pseudoconice și elicoidale, la rodaj etc.

Aditivii de onctuozitate măresc proprietățile de onctuozitate ale lubrifiantului (de exemplu, fosfați alchilici).

Aditivii de presiune extremă măresc presiunea maximă pe care o poate suporta un lubrifiant.

Ca aditivi se utilizează și grafitul coloidal, cît și bisulfura de molibden, datorită proprietăților lor de onctuozitate.

Comportarea chimică a lubrifianților se referă la stabilitatea lor din punct de vedere chimic, problemă importantă în ceea ce privește perioada după care un ulei trebuie schimbat. In urma alterării uleiului, el produce reziduuri care produc uzuri corozive și abrazive ale pieselor cu care acestea vin în contact.

Punctul de inflamabilitate este temperatura la care uleiul încălzit se aprinde. El se determină conform STAS 5489-56; pentru uleiuri minerale este între 150° și 200 °C.

Punctul de congelare este temperatura la care lubrifiantul nu mai curge. Prezintă interes pentru mașini frigorifice, avioane etc. Se determină conform STAS 39-56 și variază între —25° și —5 °C la uleiuri și între —40° și +27 °C la unsori.

Punctul de picurare este o caracteristică a unsorilor și reprezintă temperatura la care unsoarea începe să picure sub acțiunea greutății proprii. Se determină conform STAS 37—49. Unsorile consistente, de calitate superioară, au un punct de picurare ridicat.

Conținutul în acizi liberi nu trebuie să depășească 0,07% (STAS 22-49). Conținutul în apă (STAS 24-50) prezintă interes la ungerea cu fitil, cînd un conținut de 0,05%, influențează defavorabil absorbția; apa favorizează de asemenea formarea nămolului și micșorează onctuozitatea. Conținutul de cenușă este limitat între 0,02 și 0,2%, întrucît un conținut ridicat de cenușă duce la uzura fusurilor și a cuzineților.

Folosirea lubrifiantului corespunzător fiecărui loc de ungere în parte are o mare importanță funcțională și economică.

Uleiurile minerale sînt standardizate în STAS în 3 categorii:

a) uleiuri de mașini și motoare;

b) uleiuri de cilindru;

c) uleiuri speciale.

Uleiurile de mașini și motoare sînt împărțite în patru grupe, în funcție de indicele de viscozitate (Dean-Davis). Simbolul acestor uleiuri cuprinde 3 cifre, ultimele două reprezentînd valoarea medie a viscozității în °E la 50 °C, iar prima, grupa uleiului. Astfel, grupa 1 are simbolul 100 și reprezintă uleiuri fără condiții de indice de viscozitate; grupa 200 are indicele DD min.40; grupa 300 are indicele DD min.60, iar grupa 400, min.90.

Uleiurile de cilindru utilizate la ungerea cilindrilor mașinilor cu aburi au numărul precedat de litera C, numărul indicînd temperatura de inflamabilitate în °C (de exemplu, C 265 sau C 315).

La uleiurile speciale literele indică întrebuințarea, cifrele zecilor de mii, miilor și sutelor indică temperatura căreia îi corespunde viscozitatea și cifrele zecilor și unităților reprezintă viscozitatea în °E (de exemplu, Tb 5003, Tr 2004).

Uleiurile de mașini sînt cu atît mai scumpe, cu cît fac parte dintr-o grupă cu indicele DD mai ridicat. Prin urmare, nu se vor utiliza uleiuri din grupele 3 și 4 decît în cazuri bine motivate.

Unsorile consistente se indică prin litera U urmată de un număr ce reprezintă punctul de picurare (de exemplu U-65). Există și unsori consistente speciale, la care literile indică întrebuințarea iar numărul, punctul de picurare (de exemplu, RUL 100).

Iată cîteva indicații privind utilizarea corespunzătoare a uleiurilor și unsorilor standardizate:

Pentru ungerea lagărelor utilajelor industriale se folosesc uleiuri din grupa 100, obținute din țițeiuri neparafinoase. Alegerea uleiului corespunzător din această grupă se face în funcție de sarcinile de lucru ale lagărului și în funcție de anotimp, și anume viscozitate mare în cazul lagărelor care lucrează la sarcini mari și un ulei mai vîscos vara și mai fluid iarna.

Uleiurile din grupa 100 sînt folosite și la ungerea lagărelor de vehicule de cale ferată.

Pentru motoare Diesel se folosesc uleiuri din grupele 200 și 300, iar la motoare cu aprindere cu scînteie, uleiuri cu bază parafinoasă din grupa 400, care prezintă o stabilitate mai mare în timp.

Pentru ungerea angrenajelor, uleiul se alege în funcție de vitezele roților, și anume la viteze mari se aleg uleiuri cu viscozități mai mici și invers (pentru a reduce pierderile prin frecare cu lubrifiantul). De asemenea, viscozitatea uleiului ales crește cu duritatea flancului dintelui roții dințate.

Unsorile utilizate pentru ungerea rulmenților sînt U 65 ($t \leqslant 55$ °C); U 80 ($t \leqslant 65$ °C); U 100 ($t \leqslant 75$ °C) și RUL 100 ($t \leqslant 115$ °C). Uleiurile utilizate cu precădere sînt: 106, 302 și 403, în funcție de turația și condițiile de funcționare ale rulmentului.

Pentru a putea alege între ungerea cu ulei și cea cu unsoare este utilă o comparație între uleiuri și unsori. Din această comparație rezultă următoarele avantaje și dezavantaje ale uleiurilor și unsorilor:

Avantajele uleiurilor: permit turații mai mari, au o stabilitate mai mare, mențin calitățile lubrificatoare la temperaturi mai ridicate și mai scăzute decît unsorile, asigură frecări mai reduse (deci cuplele cinematice unse cu ulei au un randament mai mare).

Dezavantajele uleiurilor: etanșarea mai dificilă și dispozitive de ungere mai complicate.

Unsorile prezintă avantajul unei etanșări mai simple (cîteodată lagărul poate funcționa și fără etanșare) și a unor dispozitive de ungere simple. În schimb, unsorile au stabilitate redusă a calităților lubrificatoare, nu ung la temperaturi înalte și joase, au frecări interne mai mari deci cuplele cinematice unse cu unsori au un randament mai scăzut și o insensibilitate mai mare (nu pot fi utilizate în aparate de precizie).

Consumul de lubrifianți crește cu viteza fusului. Astfel la un fus avînd $d=50$ și $\omega=10$ rad/s, consumul de lubrifianți este de 1 cm³/oră în timp ce același fus rotindu-se cu $\omega=200$ rad/s necesită 16,5 cm³/oră ulei.

Pentru a economisi uleiul, după folosire acesta se filtrează și se tratează eventual și chimic. Deoarece în timpul funcționării uleiul este supus degra-

dării (distrugerii unor lanțuri de molecule), datorită unor procese de oxidare, condensare, cracare și polimerizare, uleiul folosit și regenerat este de calitate inferioară.

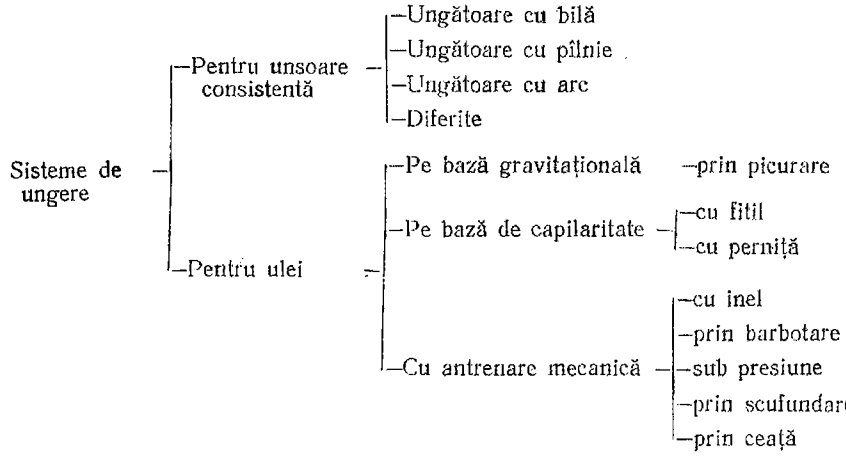
20.3. DISPOZITIVE DE UNGERE

20.3.1. Clasificare. Metoda de ungere depinde în primul rînd de felul frecării care se poate realiza în lagăr (fluidă, semifluidă), de condițiile de funcționare și întreținere ale mașinii, de tipul mașinii, de felul lubrifiantului etc.

În tabela 20.3 se indică dispozitivele de ungere uzuale utilizate în construcția de mașini.

Tabelul 20.3

Clasificarea sistemelor de ungere



20.3.2. Cu unsoare consistentă se ung cele mai multe lagăre cu rulmenți, cît și lagăre cu alunecare supuse la sarcini reduse și care funcționează cu viteze periferice reduse. În multe cazuri, pentru ungerea cu unsoare consistentă nu se utilizează dispozitive de ungere speciale, ci se umplu 2/3 din volumul carcasei cu unsoare.

Ungătoarele cu bilă (gresoare) (fig. 20.2) sînt standardizate în STAS 1116-50 în 3 categorii: tip A — ungător cu cap; tip B — ungător cu guler și tip C — ungător îngropat. Pentru împiedicarea pătrunderii impurităților în lagăr, orificiul de ungere este închis printr-o bilă apăsată de un arc. Alimentarea se face cu o presă numită *tecalemit*, care învinge forța din arc și introduce unsoarea în lagăr.

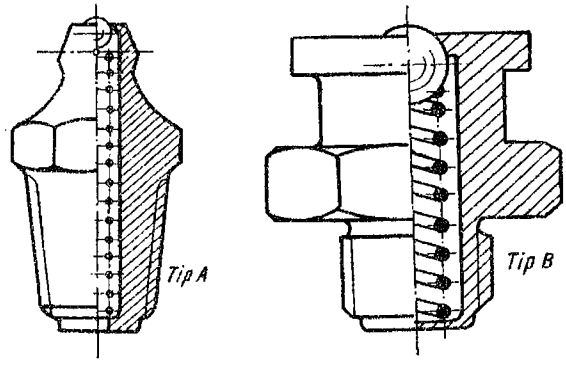


Fig. 20.2.

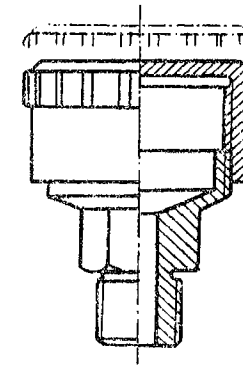


Fig. 20.3.

Ungătoarele cu pîlnie (staufere) standardizate în STAS 748-49, permit introducerea lubrifiantului în lagăr prin înşurubarea capacului umplut cu unsoare (fig. 20.3).

În locul ungătorului cu pîlnie se poate utiliza şi un dop filetat, înşurubat în fus.

Ungătorul cu pîlnie prezintă dezavantajul că pentru asigurarea ungerii, pîlnia trebuie înşurubată periodic. Pentru a evita aceasta se utilizează ungătorul cu arc, reprezentat schematic în figura 20.4, la care unsoarea este împinsă continuu de către un arc.

20.3.3. **Ungerea cu ulei** se poate executa, în unele cazuri, introducîndu-se periodic uleiul cu ajutorul unei căni, în orificiile de ungere. Acest sistem fiind neproductiv este aplicabil doar în cazurile cînd cantitatea necesară de ulei şi locurile de ungere este redusă.

Ungătoarele cu fitil (STAS 749-49) realizează ungerea prin absorbirea uleiului pe baza capilarităţii din rezervor în lagăr (fig. 20.5). Suportul ungătorului are un orificiu care permite controlul asupra picurării continuie a uleiului. Avantaj — fitilul filtrează uleiul; dezavantaj — unge şi după oprirea fusului, deci consum mărit de lubrifiant.

Ungerea cu perniţă (fig. 20.6 — schematic) aplicată îndeosebi la osiile de vagoane este o variantă a ungătorului cu fitil. Perniţa este apăsată pe fus cu nişte arcuri.

Ungerea cu picurător cu ac permite reglarea cantităţii de ulei ce intră în lagăr, cît şi oprirea ungerii la oprirea maşinii.

Ungerea cu inel (fig. 20.7) este una dintre cele mai eficace metode de ungere, asigurînd atît o ungere abundentă cît şi economică, în sensul că se opreşte automat la oprirea maşinii. Inelul se sprijină pe fus, în partea superioară (în cuzinet fiind practicată o fereastră) şi la partea inferioară atîrnă în baia de ulei. Cînd fusul se roteşte inelul antrenează uleiul şi-l introduce între cuzinet şi fus.

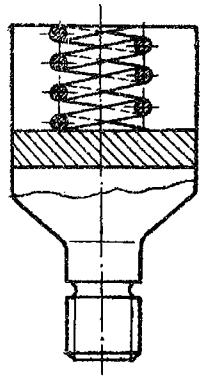


Fig. 20.4.

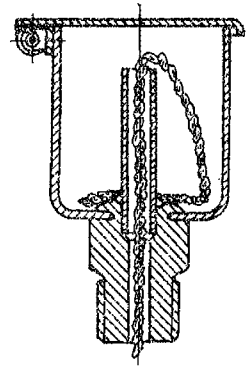


Fig. 20.5.

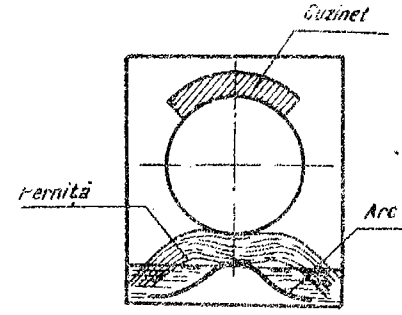


Fig. 20.6.

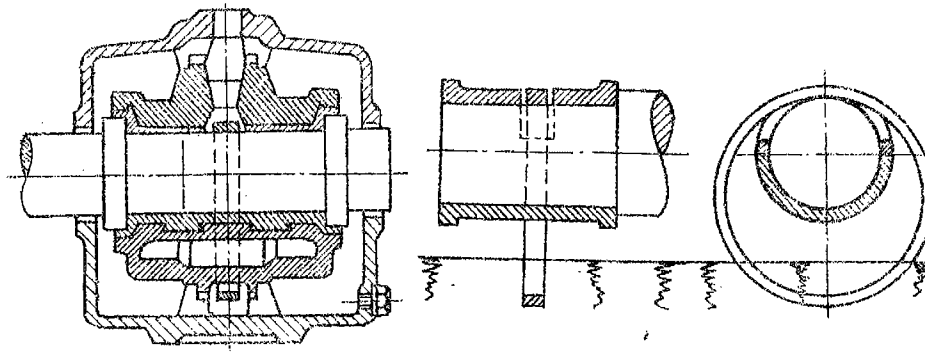


Fig. 20.7.

Inelul poate fi dintr-o bucată sau din două bucăți asamblate. În secțiune, inelul are de obicei forma dreptunghiulară (netedă sau cu zimți, pentru mărirea debitului de ulei), dar poate fi și trapezoidală (mai bine), circulară, semicirculară etc. Inelele sînt standardizate în STAS 773-51.

Ungerea cu inel mobil nu este posibilă în următoarele cazuri: la turații sub 60 rot/min, cînd nu este eficace; la turații foarte mari ($n > 3\,600$ rot/min) cînd stropește uleiul; la arbori cu axa înclinată sau verticală; cînd forța acționează de jos în sus (din cauză că în acest caz se introduce uleiul pe suprafața portantă a cuzinetului ceea ce nu este recomandabil — v. § 21.2.6); de asemenea, nu se poate utiliza la mașini supuse la șocuri mari și la vehicule. În asemenea cazuri se poate utiliza ungerea cu inel fix (fig. 20.8, *a*). Uleiul antrenat de inel este introdus în lagăr cu ajutorul unui răzuitor.

O soluție nouă de inel fix este cea din figura 20.8, *b* la care pe arbore este montată fix o bucșă cu un guler care intră în baia de ulei și unge

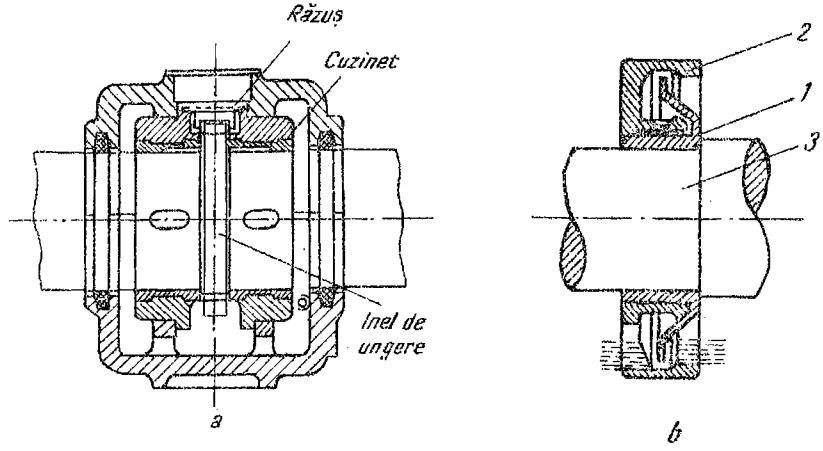


Fig. 20.8.

cuzinetul 2. Construcția are avantajul că evită uzura fusului, contactul avînd loc între bucșa *1* și cuzinetul *2*.

Cîteodată în locul inelului mobil se utilizează un lănțișor, care prezintă însă dezavantajul că necesită o fereastră mai mare în cuzinet în schimb asigură un debit de ulei mai mare.

Ungerea prin barbotare (stropire) se utilizează de exemplu pentru ungerea lagărelor la unele motoare cu combustie mici, la care biela are la capătul de jos un fel de lingură, care pătrunzînd în baia de ulei, stropește uleiul și unge astfel lagărele.

Ungerea sub presiune este de obicei o ungere centralizată realizată prin pompe de ungere, de obicei, cu roți dințate, care asigură atît o ungere abundentă cît și o circulație a lubrifiantului, necesară răcirii.

20.4. DISPOZITIVE DE ETANȘARE

20.4.1. **Clasificare. Descriere.** Datorită faptului că se utilizează în construcția de mașini diferite fluide, se impune etanșarea elementelor care conțin sau prin care circulă aceste fluide. Etanșările au rolul, pe de o parte, de a împiedica scăpări de fluid și, pe de altă parte, de a împiedica intrarea unor corpuri străine în spațiile în care se găsesc fluide (de exemplu praf sau alte impurități în lagăre). De aceea etanșările constituie o problemă de o importanță deosebită, care prezintă încă și astăzi — cu toate că există o mare varietate de soluții — o serie de probleme.

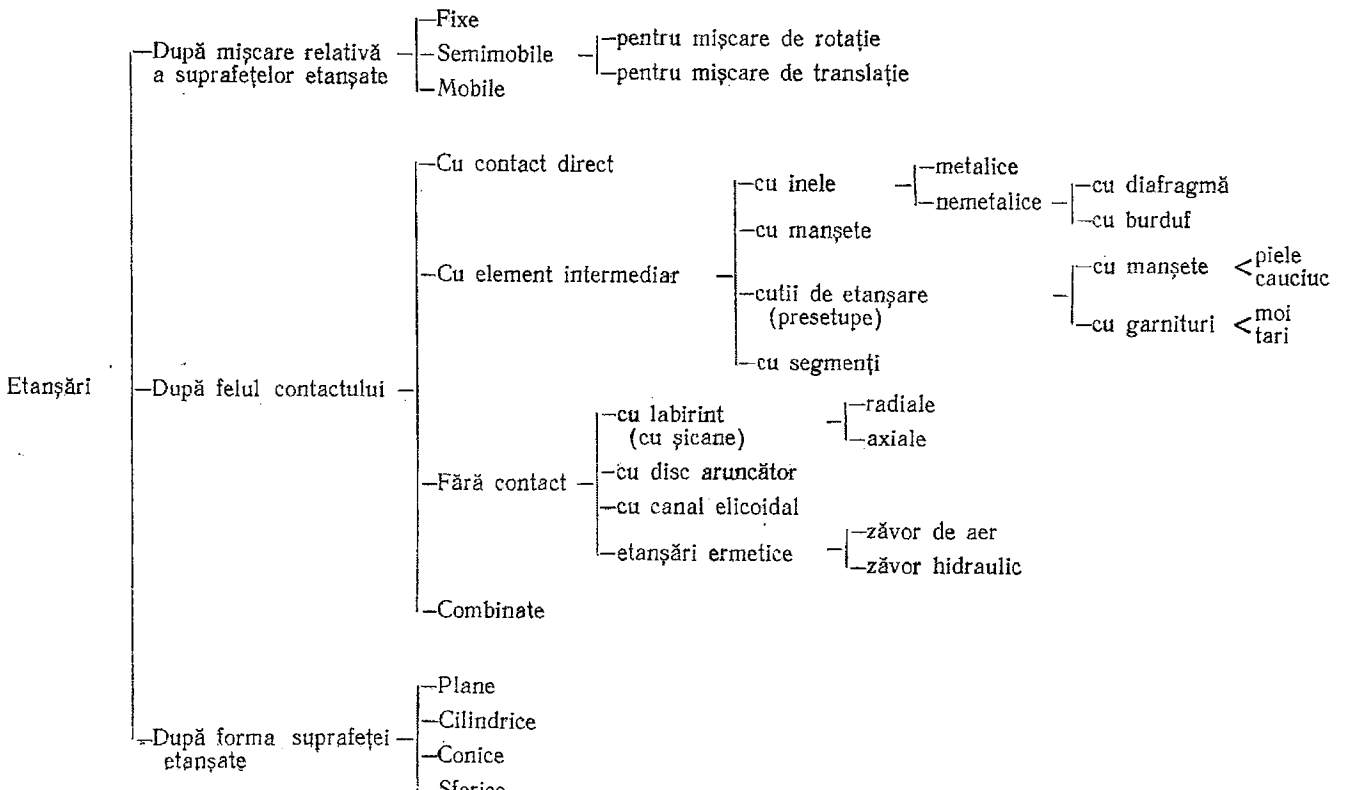
Etanșările se pot clasifica din diferite puncte de vedere (tabelul 20.4).

În figura 20.9 se indică schematic cîteva tipuri de tenașări fixe utilizate în construcția de mașini și aparate (conform STAS 6984-64).

Etanșările fixe se folosesc pentru etanșarea pieselor în repaus relativ cum sînt etanșările de la capacele vaselor care conțin diferite fluide.

Tabelul 20.4

Clasificarea etanșărilor



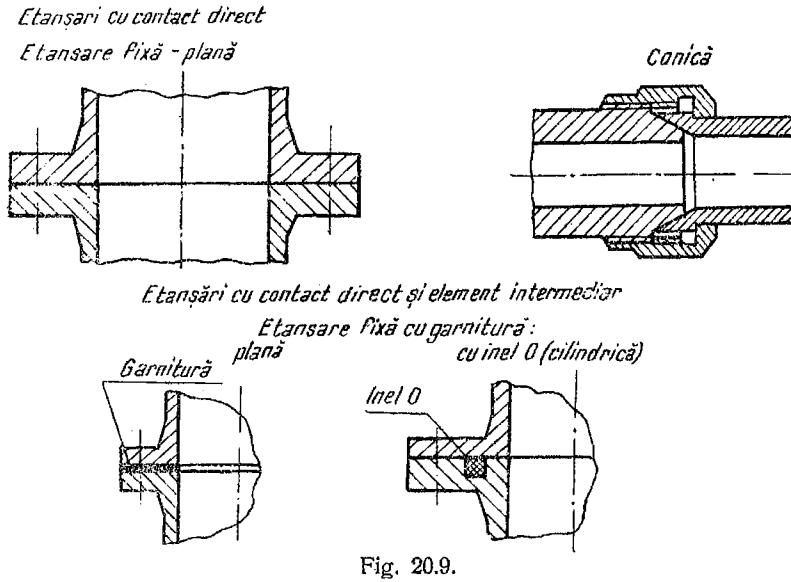


Fig. 20.9.

Etașările semimobile etanșează piese în mișcare relativă, elementul de etanșare fiind fix.

La etanșările mobile, elementul de etanșare este mobil (de exemplu segmenții pistoanelor). În figura 20.10 se indică cîteva tipuri uzuale de etanșări semimobile și mobile (conform STAS 6984-64).

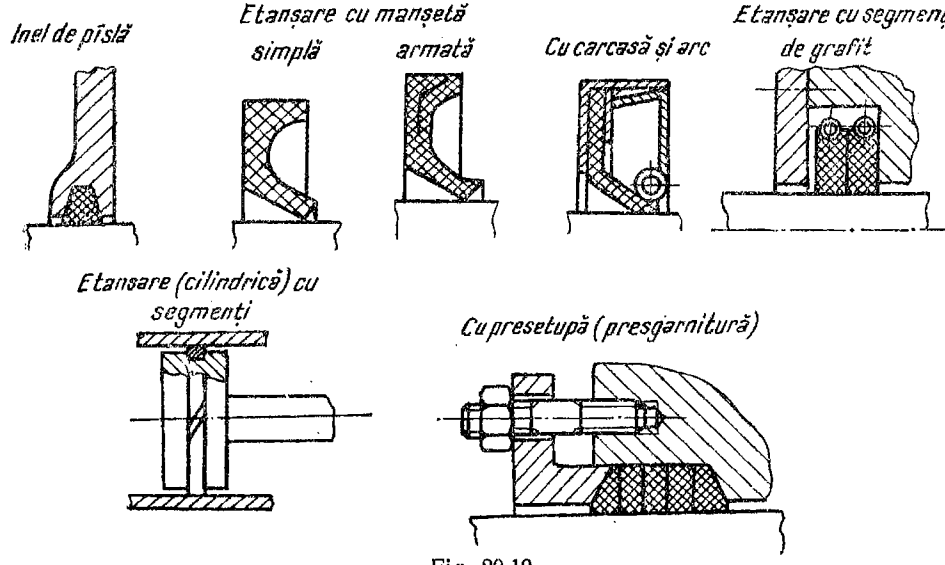


Fig. 20.10.

Etanșările trebuie să satisfacă o serie de condiții, ca: etanșeitate ridicată; durabilitate mare; coeficient de frecare scăzut pentru ca pierderile de putere, încălzirea și uzura etanșării să fie mici (în cazul etanșărilor semimobile și mobile); simplitatea tehnologiei de fabricație, de montaj și întreținere; siguranță în exploatare.

O importanță deosebită o prezintă etanșările în cazul lagărelor. Numai unele lagăre cu alunecare, unse cu unsori consistente cu viteză joasă și încărcări reduse, nu se etanșează.

În unele cazuri, etanșările nu se montează numai spre exteriorul lagărului sau carcasei, ci și spre interior. Astfel, lagărele reductoarelor se etanșează și spre interior (de obicei atunci cînd ungerea rulmentului se face cu unsoare consistentă, în timp ce ungerea roților dințate din reductor se execută cu ulei prin imersiune).

Etanșările prin contact direct au dezavantajul că reduc randamentul lagărului din cauza frecării, în schimb sînt simple. Etanșările cu inel de pîslă (fig. 20.10, *a*) se utilizează pînă la viteze $v=4{,}5$ m/s și cel mult $v=8$ m/s (la arbori rectificați); ele se folosesc în special la lagăre unse cu unsoare.

În locul inelelor de pîslă se utilizează manșete de piele sau cauciuc special, care pot fi utilizate la viteze pînă la 10 ... 15 m/s (fig. 20.10, *b*), la lagăre unse atît cu ulei cît și cu unsoare. Etanșările cu manșetă trebuie astfel montate încît fluidul etanșat să acționeze pe suprafața de contact dintre manșetă și arbore, mărind astfel presiunea și deci și etanșarea.

Etanșările fără contact (fig. 20.11) prezintă avantajul unui randament mai ridicat, în schimb sînt mai complicate și necesită o prelucrare precisă. Labirinții și renurile sînt de diferite forme și tipuri în funcție de viteză și poziția arborelui. Labirinții și renurile se umplu cu unsoare consistentă; în felul acesta asigură o etanșare mai bună.

Etanșările bazate pe folosirea forței centrifuge (cu disc aruncător) se bazează pe azvîrlirea uleiului, împiedicînd ieșirea lui. Uleiul azvîrlit de discul de azvîrlire este colectat și trimis înapoi în carcasă (fig. 20.11, *c*).

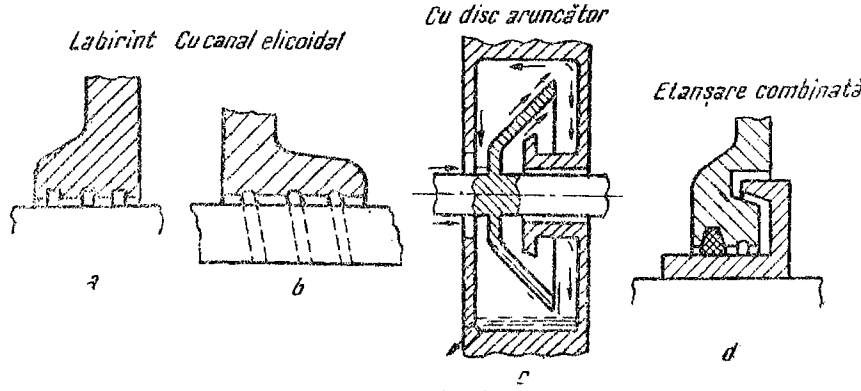


Fig. 20.11.

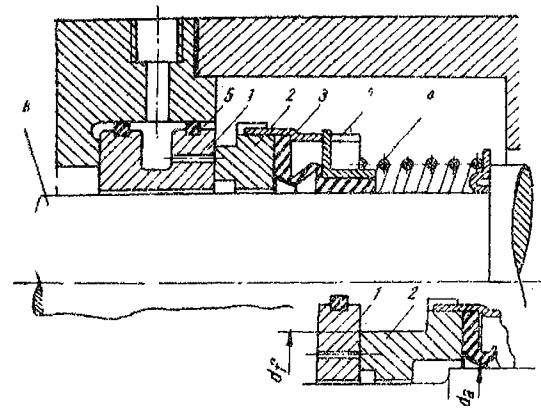


Fig. 20.12.

Se utilizează adesea etanșări combinate: cu labirinți și inele de pîslă sau inele de piele (fig. 20.11, *d*).

Pentru etanșare interioară se utilizează labirinți sau mai adesea discuri de azvîrlire.

În ultima vreme se utilizează și rulmenți cu etanșare proprie. În acest caz rulmentul se umple din fabrică cu lubrifiant, care trebuie să dureze atît timp cît poate funcționa și rulmentul.

În continuare sînt prezentate unele etanșări speciale de o construcție mai complexă.

Etanșarea cu inel și arc (fig. 20.12) este realizată de inelul metalic *2*, apăsat de arcul elicoidal *4* pe bucșa *1*. Inelul *2* rotindu-se o dată cu arborele, alunecă pe bucșa *1* și creează o etanșare cu joc frontal. Etanșarea este completată cu membrana de cauciuc *3*, care la un capăt este fixată de inelul metalic *2*, iar la celălalt capăt este apăsată pe aroborele *6* de șaiba *7*.

Scăpările de fluid prin jocul frontal dintre inelul metalic *2* și bucșa *1* sînt etanșate de inelul *5*. Arcul *4* are un rol dublu: pe de-o parte asigură contactul dintre bucșa *1* și inelul metalic *2*, iar pe de altă parte compensează uzura etanșării.

Inelul *2* se execută din materiale plastice sau dintr-un aliaj de antifricțiune. Bucșa *1* se execută din oțel, suprafața de frecare fiind polizată și strict perpendiculară pe axa arborelui. Pentru a nu deforma această suprafață, bucșa *1* se va introduce în butuc cu ajustaj alunecător, iar șuruburile de fixare ale capacului vor fi strînse ușor.

Pentru a elimina orice posibilitate de rotire a membranei *3* în raport cu inelul *2*, rotire care s-ar putea produce din cauza forțelor de frecare dintre inelul *2* și bucșa *1*, în inelul *2* se fac niște crestături care se întrepătrund cu niște crestături analoage practicate în șaiba *7*.

Etanșarea cu inele prevăzute cu burduf indicată în figura 20.13 este compusă din burduful *1*, care constituie elementul de etanșare. Inelul *2* cu frecare frontală este apăsat de arcul *3*, fie direct pe umărul arborelui — varianta *I*, fie pe o piesă intermediară *4* — varianta *II*.

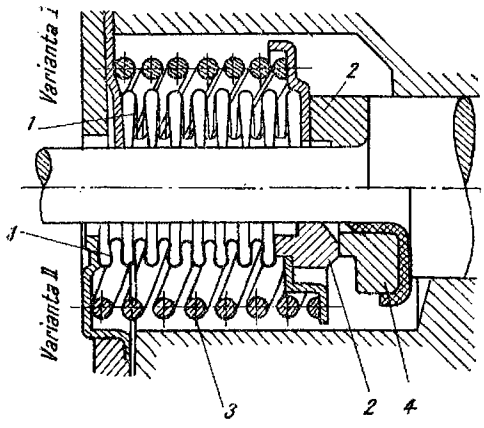


Fig. 20.13.

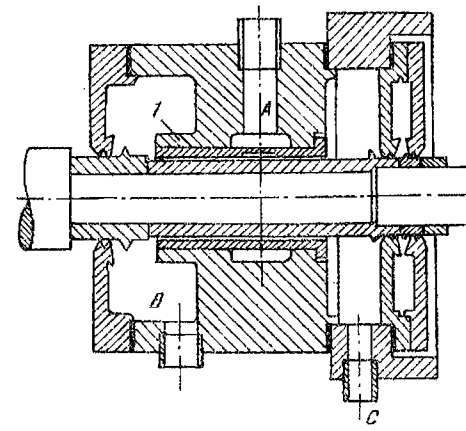


Fig. 20.14.

Etanșarea ermetică cu zăvor hidraulic (etanșarea hidraulică) funcționează cu lichide (ulei, apă etc.). În figura 20.14 este prezentată o astfel de etanșare. Prin conducta *A* se introduce lichid (de obicei ulei) cu o presiune mai mare decît presiunea fluidului etanșat la ieșirea din ultima etanșare a arborelui. Lichidul se scurge pe lîngă butucul găurit *1*, care îmbracă arborele atît spre dreapta, cît și spre stînga. Deoarece singurul loc de comunicație între partea dreaptă și stîngă este tocmai jocul dintre butucul găurit și arbore și deoarece pe aici se scurge ulei cu presiune mai mare decît a fluidului ce scapă în spațiul *B* prin etanșare, este evident că fluidul este oprit aici. În spațiul *B* se strînge fluid cu presiunea egală cu presiunea fluidului ce trece prin ultima etanșare (de obicei labirint), împiedicînd orice scăpare de fluid, ultima etanșare devine astfel perfect închisă.

Uleiul care se scurge în partea dreaptă este colectat de racordul *C*, iar cel ce se scurge în partea stîngă de racordul *B*. Racordurile *B* și *C* sînt în legătură cu un rezervor.

20.4.2. **Calculul elementar al etanșărilor cu manșete** constă în determinarea pierderilor prin frecare și a încălzirii etanșării. Forța de frecare între manșetă și arbore este :

$$F_f = \mu \pi d b p, \tag{20.4}$$

unde :

μ este coeficientul de frecare între manșetă și arbore ;

d — diametrul arborelui ;

b — lățimea manșetei.

Momentul de frecare este :

$$M_f = F_f \frac{d}{2} \text{ [Nmm]}. \tag{20.5}$$

Puterea pierdută prin frecare care se transformă în principal în căldură este:

$$P_p = 10^{-6} M_f \omega [\text{kW}]. \tag{20.6}$$

Presiunea p dintre manşetă şi arbore constă din presiunea p_0 datorită tensionării iniţiale (la montaj); presiunea p_l datorită presiunii fluidului etanşat (presiune care se exercită direct pe suprafaţa de contact dintre manşetă şi arbore) şi presiunea suplimentară p datorită presiunii fluidului etanşat pe suprafaţa de trecere între suprafaţa de sprijin a manşetei pe arbore şi corpul manşetei:

$$p = p_0 + p_l + p_s. \tag{20.7}$$

Relaţiile pentru determinarea acestor presiuni sînt indicate în literatura de specialitate [21].

B. LAGĂRE

Lagărele sînt organe de maşini care preiau forţele radiale şi axiale ale unui arbore căruia îi permit mişcări de rotaţie sau de oscilaţie în jurul axei sale.

Lagărele se împart în două categorii fundamentale, în funcţie de felul frecării: lagăre cu alunecare şi lagăre cu rostogolire.

Lagărele se mai pot clasifica din punctul de vedere al direcţiei forţei faţă de axa lagărului, în lagăre radiale numite de obicei pur şi simplu lagăre, la care reacţiunea este perpendiculară pe axa lagărului (fig. 21.1) şi lagăre axiale sau crapodine, la care reacţiunea este dirijată după axa lagărului (fig. 21.2).

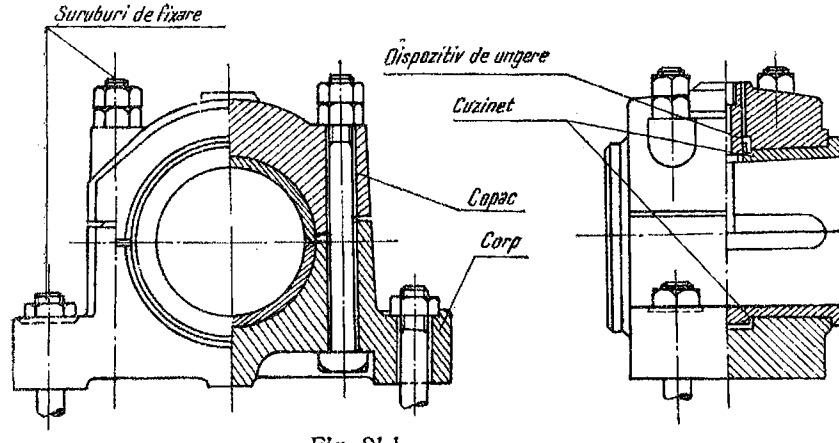


Fig. 21.1.

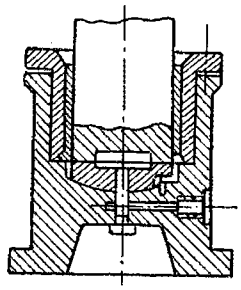


Fig. 21.2.

Există și lagăre combinate care pot prelua concomitent, atît sarcini axiale, cît și sarcini radiale. Asemenea lagăre sînt mai frecvente în categoria lagărelor de rostogolire.

După poziția fusului pe arbore, lagărele pot fi frontale sau de capăt și intermediare.

Notă: În afară de lagăre, care permit arborelui numai rotirea în jurul axei sale, împiedicînd celelalte mișcări (cuple cinematice inferioare de rotație) au o largă utilizare în construcția de mașini ghidajele, care împiedică rotirile, dar permit o deplasare de-a lungul unei axe (cuple cinematice inferioare de translație). Deoarece ghidajele se studiază pe larg în cadrul unor discipline de specialitate, ele nu sînt cuprinse în programa cursului de organe de mașini.

21. LAGĂRE CU ALUNECARE

21.1. INTRODUCERE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Lagărele cu alunecare prezintă o mare varietate de forme, clasificarea lor fiind prezentată în tabelul 21.1.

Domeniile de utilizare ale lagărelor cu alunecare rezultă dintr-o comparație a avantajelor și dezavantajelor acestora în raport cu lagărele cu rulmenți (v. și § 22.1.1). Astfel lagărele cu alunecare funcționează cu zgomot și șocuri mai reduse; sînt mai ieftine (de obicei); au gabarit radial mai redus, fiind de obicei din două jumătăți; permit un montaj și demontaj ușor; amortizează șocurile și vibrațiile, datorită stratului continuu de lubrifiant.

Lagărele cu alunecare prezintă și o seamă de dezavantaje ca: frecare mare la pornire; lungimi de obicei mari; consum relativ mare de lubrifiant; coeficienți de frecare mai mari (în special în lagărele cu frecare semifluidă).

Pentru a corespunde scopului, lagărele trebuie să fie rezistente și suficient de rigide; să asigure contactul dintre fus și cuzinet în tot lungul fusului (la fusuri lungi această condiție se realizează prin lagăre oscilante); ungerea să se facă în bune condiții și să existe posibilitatea recuperării lubrifiantului; să existe posibilitatea corijării uzurii cuzinetului; să permită evacuarea căldurii din lagăr (din această cauză, lagărele se construiesc cu o suprafață mare); cuzinetul să fie rezistent și să se uzeze mai ușor decît

Tabelul 21.1

Clasificarea lagărelor cu alunecare

- Lagăre cu alunecare
  - După direcția sarcinii
    - radiale
    - axiale (crapodine)
    - radial-axiale
  - După lubrifiantul folosit
    - cu lubrifiant lichid
    - cu lubrifiant semisolid
    - cu lubrifiant solid
    - cu lubrifiant gazos
  - După sistemul de alimentare cu lubrifiant
    - prin cădere liberă
    - prin capilaritate
    - prin presiune
    - autolubrifiante
  - După felul sarcinii
    - cu sarcină constantă
    - cu sarcină variabilă
  - După poziția fusului pe arbore
    - de capăt
    - intermediare

fusul ; întreținere simplă și ieftină ; diferențe reduse între dilatările pieselor componente ale lagărului, pentru a nu modifica prea mult jocul inițial ; sarcina din lagăr să nu cadă pe linia de despărțire dintre corp și capac.

21.2. CALCULUL LAGĂRELOR

21.2.1. **Introducere.** Interacțiunea dintre fus și cuzinet dă naștere unei presiuni de contact, iar fusul este solicitat și la încovoiere. Datorită frecării dintre fus și cuzinet se produce și încălzirea lagărelor. Prin urmare, lagărele vor trebui dimensionate astfel încît temperatura lor să nu depășească o anumită valoare care ar putea duce la griparea fusului în cuzinet. La calculul lagărelor la gripare va trebui să se țină seama de felul frecării. La lagăre la care nu se realizează frecarea fluidă, ci doar o frecare semifluidă, calculul la gripare se execută cu ajutorul unor relații aproximative, deoarece fenomenul frecării semifluide este încă insuficient cunoscut și studiat. La lagăre la care se realizează frecare fluidă, calculul la gripare este înlocuit printr-un calcul hidrodinamic, care permite determinarea unor mărimi ca : jocul dintre fus și cuzinet, debitul de lubrifiant ce trece prin lagăr, temperatura lagărului, viscozitatea lubrifiantului etc.

21.2.2. **Calculul de rezistență al fusurilor lagărelor radiale.** Sarcina considerată uniform repartizată pe fus poate fi înlocuită printr-una concentrată la mijloc (fig. 21.3).

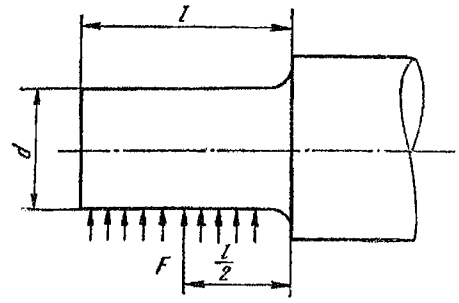


Fig. 21.3.

Momentul încovoietor maxim care acționează în secțiunea periculoasă este :

$$M_i = F\frac{l}{2} = W\sigma_i, \tag{21.1}$$

unde l este lungimea fusului.

Relațiile de calcul ale modulelor de rezistență W și rezistențele admisibile sînt indicate în capitolul 19.

Intre fus și cuzinet ia naștere o presiune de contact p, care variază atît de-a lungul fusului (după generatoare), cît și după perimetru. Dacă se admite că presiunea este constantă după generatoare (o mărime convențională), pe baza considerentelor expuse în § 1.3 se poate scrie relația :

$$F = ldp. \tag{21.2}$$

In tabelul 21.2 se indică valori ale presiunilor admise curent la construcția lagărelor unor mașini și utilaje.

Deoarece apar două feluri de solicitări, încovoiere și presiune de contact, pentru a stabili solicitarea periculoasă se scrie condiția de capacitate portantă egală la cele două solicitări :

$$F = ldp_a = 2\frac{\pi d^3\sigma_{ai}}{32\,l},$$

sau :

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi\sigma_{ai}}{16p_a}} = \lambda_{cr}. \tag{21.3}$$

Valoarea λ_{cr} reprezintă deci condiția ca lagărul să lucreze la limită la ambele solicitări. Această valoare se compară cu valoarea admisă pentru lagărul respectiv, pe baza tabelului 21.2.

Numai în cazul lagărelor oscilante se pot admite valori $\lambda > 2$, întrucît în acest caz cuzinetul poate urma înclinarea fusului și deci presiunea de-a lungul fusului se poate repartiza uniform. De obicei se admit valorile inferioare ale lui λ (din tabelul 21.2) pentru lagăre în care se realizează frecare fluidă și valorile superioare pentru lagăre cu frecare semifluidă.

Tabelul 21.2

Caracteristici ale lagărelor cu alunecare [39] (valori informative)

Felul lagărului	Materialul	λ	v [m/s]	p_a [N/mm²]	h_a [mm]	Felul ungerii
Mașini-unelte Lagărul principal	Compoziție, bronzuri, fontă cenușie/oțel	1,2...2	—	2...5		Ungere cu inel, ungere sub presiune
Laminoare (lagărul principal)	Bronz/oțel Materiale plastice, rășini sintetice presate/oțel	0,5...1,2	50	50 25		Ungere sub presiune
Vagoane de cale ferată (lagărul osiei)	Compoziție/oțel	2	—	4		Ungere cu pernă
Locomotive cu abur (lagăre bielă și bolțul capului de cruce; patina capului de cruce)	Compoziție bronz/oțel bronz/oțel			15—25 1		Ungere cu fitil
Motoare Diesel: lagărele arborelui cotit Lagăre bielă	Compoziție bronz cu Pb/oțel	0,5...1 0,5...0,8	— —	5...13 10...25	0,0025 0,0050	Ungere sub presiune
Turbine cu aburi	Compoziție; bronz cu Pb/oțel	0,8...1,5	60	0,8...2	0,075... 0,150	Ungere sub presiune
Mașini cu abur stabile Lagăr-arbore Lagăr-bielă Patina capului de cruce	Compoziție bronz cu Pb/oțel Compoziție; fontă cenușie/oțel	1	3,5	2...3 4,5 0,3...0,4		Ungere cu fitil Ungere sub presiune
Generatoare și motoare electrice mici, pompe centrifuge (lagăre rotor)	Compoziție, bronz; materiale plastice/oțel	1	3,5	0,7...1,4	0,015... 0,025	

La compararea lui λ cu λ_{cr} ales se pot ivi 3 cazuri :

1) Dacă λ ales este egal cu λ_{cr} înseamnă că fusul poate lucra la limită la ambele solicitări și este indiferent pentru care din cele două solicitări se dimensionează fusul.

2) Cazul $\lambda < \lambda_{cr}$ este posibil dacă $p > p_a$ sau $\sigma_i < \sigma_{ai}$. Prima posibilitate nu este admisibilă, întrucît p trebuie să fie cel mult egal cu p_a. Prin urmare, în acest caz un fus calculat la presiune rezistă și la încovoiere. Deci asemenea fusuri se calculează numai la presiune cu relația :

$$F = pld = p\frac{l}{d}d^2.$$

Notînd $\frac{l}{d} = \lambda$ rezultă :

$$F = p_a \lambda d^2,$$

sau :

$$d = \sqrt{\frac{F}{\lambda p_a}}. \tag{21.4}$$

3) Cazul $\lambda > \lambda_{cr}$ este posibil numai cînd $p < p_a$. Prin urmare, în acest caz un fus calculat la încovoiere rezistă și la presiunea de contact. Deci asemenea fusuri se calculează numai la încovoiere cu relația (21.1):

$$F\frac{l}{2} = \frac{\pi d^3}{32}\sigma_i,$$

de unde :

$$F = \frac{\pi d^3}{16 l}\sigma_i.$$

Inlocuind $\frac{l}{d} = \lambda$ se obține :

$$F = \frac{\pi d^2}{16\lambda}\sigma_i, \tag{21.5}$$

sau :

$$d = \sqrt{\frac{16\lambda F}{\pi \sigma_{ai}}}.$$

In cazul lagărelor pentru fusuri intermediare calculul se execută numai la presiune, diametrul fusului rezultînd pe baza calculului arborelui.

Pentru *calculul unor fusuri cu forme speciale* se utilizează unele artificii. Astfel, fusul sferic se calculează reducîndu-l la un fus cilindric, avînd diametrul de calcul $d_c \approx 0{,}9\,d$ (fig. 21.4).

Fusul sferic astfel redus se calculează ca și fusul cilindric la încovoiere, presiune și gripare, folosind aceleași relații $\left(\lambda = \frac{l}{d_c} \approx 0{,}7\right)$.

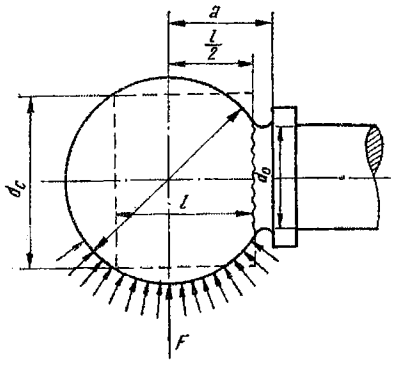


Fig. 21.4.

Tabelul 21.3

Presiuni admisibile la crapodine
(valori informative)

Materiul	p_a [N/mm²]
Fontă/oțel moale	2–3
Bronz/oțel moale	4–5
Compoziție/oțel moale	5–6
Bronz/oțel călit	7–9
Compoziție/oțel călit	8–9
Oțel călit/oțel călit	12–15
Lignofol/oțel (uns cu apă)	1–2

21.2.3. **Verificarea lagărelor cu frecare semifluidă la gripare.** Dacă se aplică pentru simplificare, la lagăre cu frecare semifluidă relația Amonton-Coulomb, atunci puterea pierdută prin frecare este:

$$P_f = \mu F v, \tag{21.6}$$

sau puterea specifică pierdută este:

$$P_s = \mu \frac{F}{ld} v = \mu p v. \tag{21.7}$$

Precum se vede, puterea pierdută depinde de produsul pv. In literatură se indică valoarea limită admisibilă a acestui produs $(pv)_a$ pentru diferite tipuri de mașini, condiții de ungere și materiale, sau se indică valorile admisibile ale lui p și v, ca în tabelul 21.2:

$$pv \leqslant (pv)_a. \tag{21.8}$$

La verificarea la gripare, cînd reacțiunea F este variabilă, în relația (21.8) se introduce valoarea medie a reacțiunii F_{med}.

21.2.4. **Calculul diametrului pivoților lagărelor axiale.** Lagărele axiale (crapodinele) sînt supuse la presiune de contact, care se calculează cu relația:

$$p = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leqslant p_a. \tag{21.9}$$

Valorile presiunilor admisibile la crapodine sînt indicate în tabelul 21.3.

Considerînd că puterea pierdută prin frecare s-ar consuma numai în uzură și scriind condiția ca aceasta să fie uniformă, egală cu uzura admisibilă (constantă), se poate scrie relația:

$$P_s = k\mu p_x \omega_x r_x = const. \tag{21.10}$$

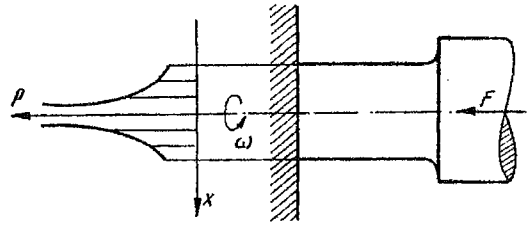


Fig. 21.5.

Admițînd ω și $\mu = const.$ se obține:

$$p_x = \frac{c}{r_x}, \tag{21.11}$$

astfel încît la $r_x = 0$ (în centrul pivotului) rezultă $p_x = \infty$, ceea ce practic nu se poate accepta (fig. 21.5).

Pivotul inelar (fig. 21.6) evită acest neajuns, întrucît zona centrală, unde presiunile sînt mari, este îndepărtată. Se admite de obicei $d_i = (0{,}2 \ldots 0{,}25)\,d$.

Presiunea medie este:

$$p = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_i^2)} = \frac{F}{\pi d_m b} \left(b = \frac{d - d_i}{2} \right). \tag{21.12}$$

Verificarea la gripare se execută de asemenea cu relația (21.8) pentru viteza medie a suprafeței de contact.

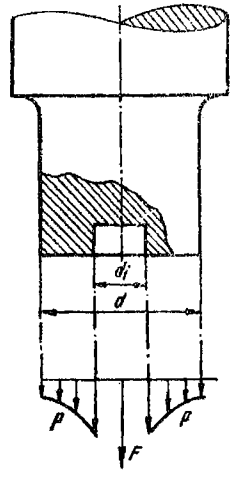


Fig. 21.6.

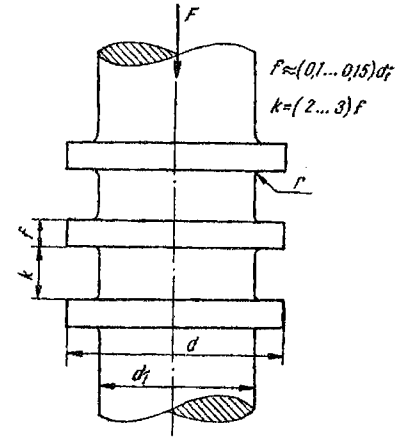


Fig. 21.7.

Pivotul canelat (fig. 21.7) din punct de vedere funcţional poate fi considerat ca un pivot inelar, avînd z inele. Dacă se consideră că forţa care acţionează pe un inel este F/z, atunci presiunea medie este:

$$p = \frac{F}{z\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)}. \qquad (21.13)$$

Se ia de obicei $d = (1{,}2—1{,}6)d_1$.

Inelele se verifică şi la încovoiere. Ţinînd seama că sarcina se repartizează neuniform pe inele se recomandă să se admită la pivoţii canelaţi presiuni de contact mai reduse decît cele admise la pivoţii cu o singură suprafaţă de sprijin (v. şi tabelele 21.2 şi 21.3).

Teoria hidrodinamică a ungerii. S-a constatat în mod empiric că prin ungerea fusurilor se reduce uzura şi creşte randamentul maşinii. Iniţial s-a considerat că acest fenomen se datoreşte înlocuirii frecării de alunecare printr-o frecare de rostogolire, moleculele de lubrifiant rostogolindu-se între cele două suprafeţe în mişcare relativă. Şi cum coeficientul de frecare de rostogolire este mult mai mic decît cel de alunecare, explicaţia părea satisfăcătoare. S-a constatat însă un fenomen care contrazicea această ipoteză: coeficientul de frecare scădea cu creşterea turaţiei (la frecare semifluidă, v. fig. 21.10).

Teoria hidrodinamică a ungerii explică în felul următor frecarea fluidă, respectiv formarea filmului continuu de lubrifiant dintre fus şi cuzinet:

Cînd fusul se pune în mişcare, o parte din lubrifiant care aderă la fus se mişcă cu el. Datorită jocului dintre fus şi cuzinet, secţiunea prin care circulă fluidul este variabilă. În stratul de lubrifiant va lua naştere o presiune (fig. 21.8 şi fig. 21.9) care va ridica fusul şi-l va deplasa în sensul mişcării, în timp ce fusul în repaus are contact direct cu cuzinetul şi axele lor verticale coincid (fig. 21.9).

În felul acesta, datorită presiunii din stratul de lubrifiant fusul este purtat de acesta. Fenomenul este asemănător cu cel al *aripii portante* de la avion. De altfel, la fusurile lubrificate cu aer forţa portantă ia naştere chiar în stratul de aer.

S-a arătat mai sus că în stare de repaus se produce un contact direct între fus şi cuzinet. Prin urmare, la pornire nu se poate realiza frecare fluidă, ci o frecare semifluidă sau chiar limită. În această perioadă coeficientul de frecare este mare. Cu creşterea vitezei unghiulare, coeficientul de frecare scade repede pînă la o anumită limită, denumită

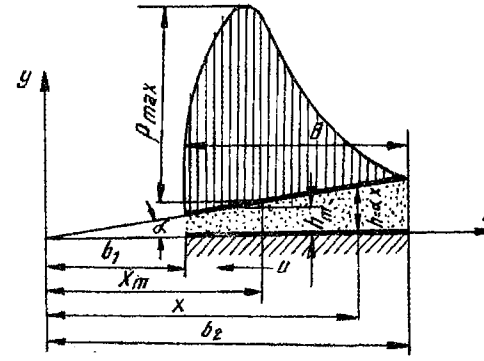


Fig. 21.8.

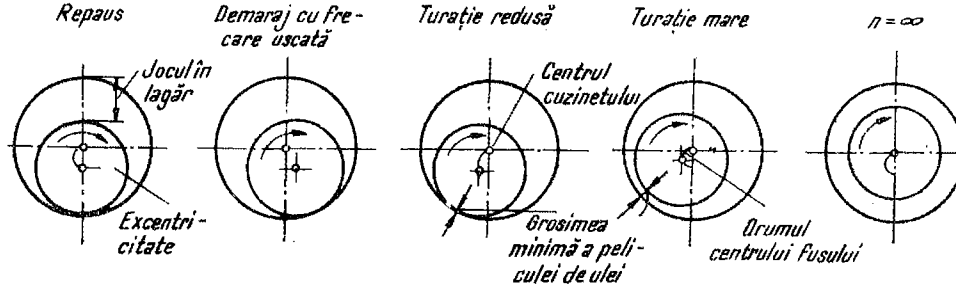


Fig. 21.9.

critică, pentru ca apoi să crească iar, însă lent (fig. 21.10). Asupra variației lui μ influențează atît viscozitatea lubrifiantului, cît și presiunea.

Zona din stînga punctului critic (fig. 21.10) corespunde frecării semifluide (rugozitățile se întrepătrund). Punctul critic reprezintă o situație de trecere: la mici variații ale turației, viscozității sau presiunii, variază felul frecării. În zona din dreapta punctului critic se produce frecarea fluidă.

Din figura 21.10 rezultă că frecarea fluidă este un fenomen stabil, întrucît regimul de frecare se reglează în mod automat. Astfel dacă din anumite motive crește frecarea, lagărul se încălzește și viscozitatea lubrifiantului scade. Dar cu scăderea viscozității scade coeficientul de frecare, ceea ce readuce automat lagărul la regimul său permanent de funcționare.

21.2.6. **Calculul lagărelor pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii.** Așa cum s-a văzut, frecarea fluidă se caracterizează prin aceea că suprafețele solide care-și transmit încărcările exterioare și care se găsesc într-o stare de mișcare relativă sînt complet separate printr-un strat continuu de lubrifiant. Apariția acestei pelicule se datorește existenței simultane a 3 proprietăți ale ansamblului, și anume:

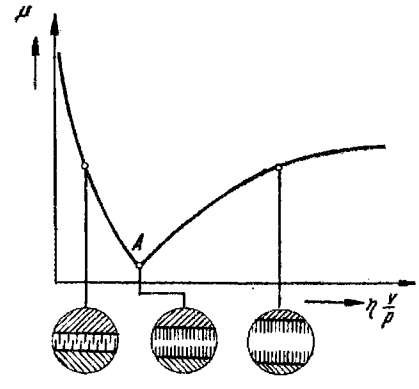


Fig. 21.10.

a) mișcării relative a suprafețelor solide;

b) variației distanței dintre suprafețele solide;

c) viscozității lubrifiantului, fără de care stratul portant de lubrifiant este de neconceput.

Deoarece efectul viscozității este predominant, se pot neglija forțele de inerție și greutatea fluidului.

În cele ce urmează se va presupune că fluidul aderă perfect la pereții pieselor, datorită fenomenului de adsorbție și că grosimea peliculei este suficientă

pentru a presupune că piesele sînt complet izolate de către lubrifiant. În acest caz frecarea depinde numai de viscozitate, iar mişcarea este supusă legilor hidrodinamicii.

Se mai admite că presiunea şi viscozitatea sînt mărimi independente, ceea ce nu este exact, însă permite simplificarea calculelor, care în cazul contrar devin extrem de complicate şi că în regim permanent, temperatura şi densitatea sînt constante.

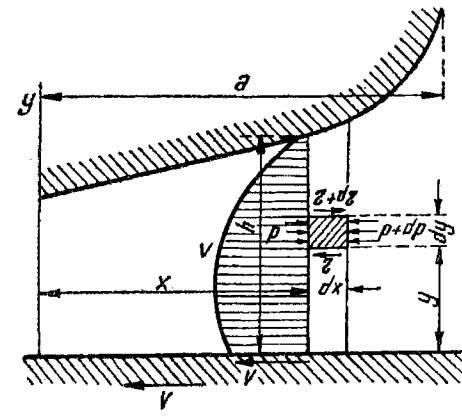


Fig. 21.11.

Se admite, de asemena, într-o primă aproximaţie, că presiunea nu variază de-a lungul fusului şi că viscozitatea este constantă (urmînd a se introduce ulterior coeficienţi de corecţie).

Într-un fluid în mişcare, datorită viscozităţii lui apar tensiuni de alunecare. Mărimea acestor tensiuni este dată de formula lui Newton şi reprezintă raportul dintre forţa T necesară pentru deplasarea relativă a celor două suprafeţe şi aria acestora A:

$$\tau = \frac{T}{A} = \eta \frac{du}{dy}, \tag{21.14}$$

unde:

η este viscozitatea dinamică $\left[\frac{Ns}{m^2}\right]$;

u — viteza fluidului la distanţa y de axa x $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Curgerea lubrifiantului între fus şi cuzinet poate fi asimilată cu curgerea unui fluid între două suprafeţe, avînd viteza relativă v (fig. 21.11).

Ipoteza că presiunea nu variază de-a lungul fusului este valabilă dacă suprafaţa perpendiculară pe planul xy este infinită şi deci în sensul axei z nu se produce o mişcare a fluidului (acestei ipoteze i se zice, de aceea, ipoteza curgerii în plan).

De asemenea, din cauza grosimii reduse a stratului de lubrifiant se poate neglija şi mişcarea în direcţia y. Prin urmare se poate considera curgerea ca unidimensională, numai după axa x.

Pe baza acestor ipoteze se obţine pentru variaţia presiunii de-a lungul celor două suprafeţe (v. Cursul de mecanica fluidelor):

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta v \frac{h_m - h}{h^3}, \tag{21.15}$$

unde h_m este grosimea stratului de fluid în secţiunea unde $p = p_{max}$ (fig. 21.8).

Notă: Relația (21.15) se obține și din ecuația generalizată a lui Reynolds:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\rho}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\rho}{\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=12\rho v_y+6\frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x h)+6\frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z h)+12h\frac{\partial\rho}{\partial t}, \tag{21.16}$$

pe baza ipotezelor simplificatorii amintite,
unde:

η este viscozitatea dinamică;
ρ — densitatea;
v_x, v_z — vitezele după direcțiile x, respectiv z.

Relația (21.15) confirmă condiția pusă inițial că între două suprafețe paralele în stratul de lubrifiant nu se produce presiune hidrodinamică, deci nu se poate realiza portanța hidrodinamică.

Într-adevăr, în cazul suprafețelor paralele, cînd $h=const.$ rezultă:

$$\frac{dp}{dx}=const.$$

Integrînd, se obține:

$$p=k_1x+k_2. \tag{21.17}$$

Dacă lubrifiantul nu este introdus sub presiune și nici nu iese cu supra-presiune, atunci la capete $p=0$, atît pentru $x=0$, cît și pentru $x=a$ (fig. 21.8). Introducînd aceste valori limită în relația (21.17) se obține:

$$k_1=k_2=0 \text{ și } p=0.$$

Dacă lubrifiantul este introdus cu o presiune suficientă pentru susținerea fusului se obțin lagăre cu sustentație (portanță) hidrostatică.

Pentru realizarea portanței hidrodinamice este necesar ca grosimea stratului de lubrifiant dintre cele două suprafețe în mișcare relativă să varieze (fig. 21.8).

21.2.7. **Calculul lagărului radial cu frecare fluidă.** În lagărul radial variația grosimii stratului de lubrifiant se realizează de la sine datorită jocului dintre fus și cuzinet (fig. 21.12). Creșterea presiunii din stratul de lubrifiant ridică fusul și mărește secțiunea de trecere dintre fus și cuzinet.

Forțele hidrodinamice sînt dirijate după normale la fus; componentele lor verticale duc la ridicarea fusului, iar cele orizontale la deplasarea fusului în lagăr. Poziția relativă a fusului în cuzinet, cît și variația presiunii sînt indicate în figura 21.12.

In cele ce urmează se utilizează următoarele noțiuni și notații (fig. 21.12):

$c=R-r$ — jocul radial; $\psi=\frac{c}{R}$ — jocul relativ;

$e=c-h_m$ — excentricitatea absolută; $\varepsilon=\frac{e}{c}$ — excentricitatea relativă.

Excentricitatea relativă se mai poate scrie (introducînd valorile lui e și c):

$$\varepsilon=\frac{c-h_m}{c}=1-\frac{h_m}{c}=1-\frac{h_m}{\psi R}. \tag{21.18}$$

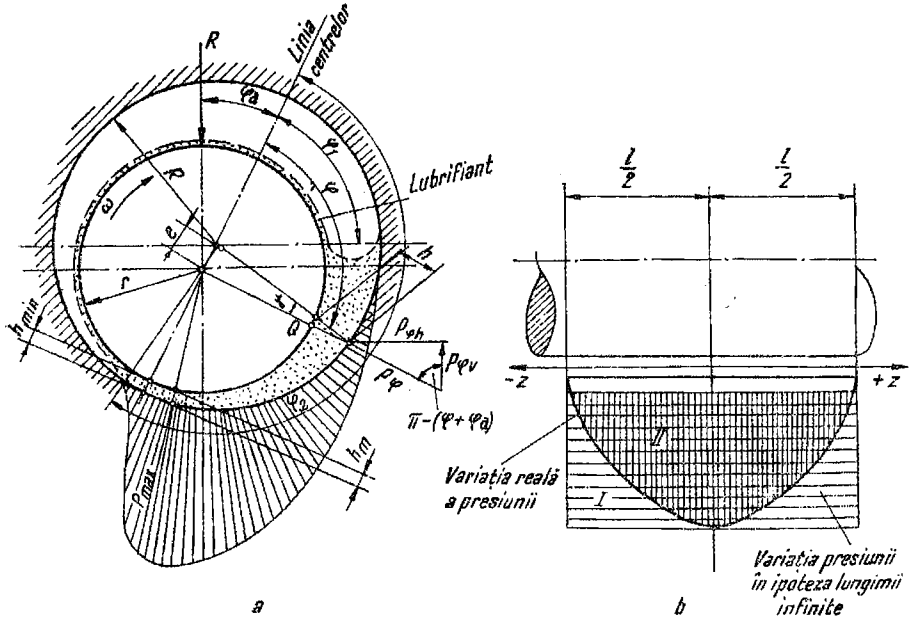


Fig. 21.12.

Pentru determinarea presiunii într-un punct oarecare din strat la un unghi φ față de linia centrelor se scrie valoarea presiunii h a stratului de lubrifiant.

Din figura 21.12 rezultă:

$$h=R-r\cos\gamma-e\cos(\pi-\varphi). \tag{21.19}$$

Deoarece γ este foarte mic, $\cos\gamma\approx 1$ și ca urmare:

$$h=R-r-e\cos(\pi-\varphi)=c+e\cos\varphi,$$

sau:

$$h=c(1+\varepsilon\cos\varphi). \tag{21.20}$$

Înălțimea secțiunii la care $h=h_m$ va avea loc la unghiul $\varphi=\varphi_m$ (fig. 21.12), deci:

$$h_m=c(1+\varepsilon\cos\varphi_m). \tag{21.21}$$

Înlocuind valorile lui h și h_m în relația (21.15) și ținînd seama că $dx=r\,d\varphi$, rezultă:

$$\frac{dp}{r\,d\varphi}=\frac{6\eta r\omega}{c^3(1+\varepsilon\cos\varphi)^3}\cdot\varepsilon c(\cos\varphi_m-\cos\varphi);$$

$$\frac{dp}{d\varphi}=\frac{6\eta\varepsilon\omega}{\psi^2}\cdot\frac{\cos\varphi_m-\cos\varphi}{(1+\varepsilon\cos\varphi)^3}. \tag{21.22}$$

Integrînd relaţia (21.22) în limitele φ_1 pînă la φ la $\eta=const.$ şi $\omega=const.$ se obţine valoarea presiunii într-un punct al lagărului :

$$p_\varphi = \frac{6\eta\omega}{\psi^2}\int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\varepsilon(\cos\varphi_m-\cos\varphi)\,d\varphi}{(1+\varepsilon\cos\varphi)^3}. \tag{21.23}$$

Din figura 21.12 se vede că componenta verticală a presiunii care creează portanţa este :

$$p_{\varphi V}=p_\varphi\cos[\pi-(\varphi+\varphi_a)]. \tag{21.24}$$

Forţa portantă elementară în punctul corespunzător unghiului φ este :

$$dF_\varphi = lrp_{\varphi v}d\varphi. \tag{21.25}$$

Integrînd expresiile componentelor verticale în limitele în care există forţe hidrodinamice de la φ_1 şi φ_2, cît şi de-a lungul fusului în ipoteza unei repartiţii uniforme a presiunii hidrodinamice se obţine forţa portantă F a lagărului :

$$F=\frac{6\eta\omega lr}{\psi^2}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\cos[\pi-(\varphi+\varphi_a)]\,d\varphi\int_{\varphi_1}^{\varphi}\frac{\varepsilon(\cos\varphi_m-\cos\varphi)\,d\varphi}{(1+\varepsilon\cos\varphi)^3}. \tag{21.26}$$

In realitate fusul nu este infinit şi, prin urmare, presiunea hidrodinamică variază de-a lungul lui şi uleiul curge pe la capete (presiunea la capete este nulă). Admiţînd o repartiţie parabolică a presiunii hidrodinamice se poate scrie :

$$p'_v=p_{\varphi v}Y\left[1-\left(\frac{2z}{l}\right)^2\right] \tag{21.27}$$

unde :

$$Y=\frac{5}{4}\,\frac{1}{1+a\left(\frac{d}{l}\right)^2}; \tag{21.28}$$

a — coeficient care depinde de ε ;

z — coordonata după lungimea fusului.

Prin urmare, forţa portantă în acest caz rezultă din integrala triplă :

$$F=\frac{6\eta\omega r}{\psi^2}\int_{-\frac{l}{2}}^{+\frac{l}{2}}\int_{\varphi_1}^{\varphi}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\cos(\varphi+\varphi_a)\,d\varphi\,\frac{\varepsilon(\cos\varphi_m-\cos\varphi)}{(1+\varepsilon\cos\varphi)^3}\,d\varphi\,Y\left[1-\left(\frac{2z}{l}\right)^2\right]dz. \tag{21.29}$$

Pentru reducerea calculelor relaţia (21.29) se scrie sub o formă simplificată, utilizîndu-se coeficientul adimensional de portantă ζ avînd forma :

$$\zeta=\frac{6}{l}\int_{-\frac{l}{2}}^{+\frac{l}{2}}\int_{\varphi_1}^{\varphi}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\cos(\varphi+\varphi_a)\,d\varphi\,\frac{\varepsilon(\cos\varphi_m-\cos\varphi)}{(1+\varepsilon\cos\varphi)^3}\,d\varphi\,Y\left[1-\left(\frac{2z}{l}\right)^2\right]dz. \tag{21.30}$$

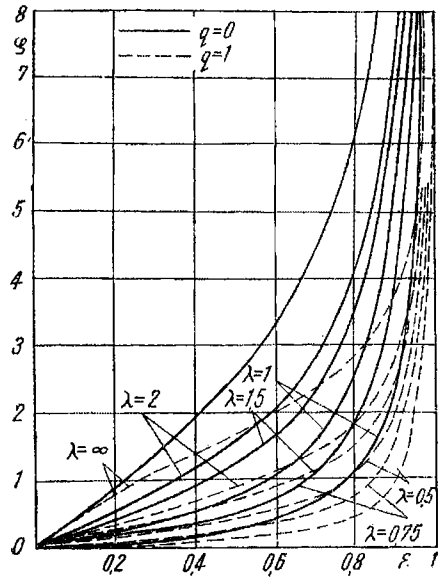
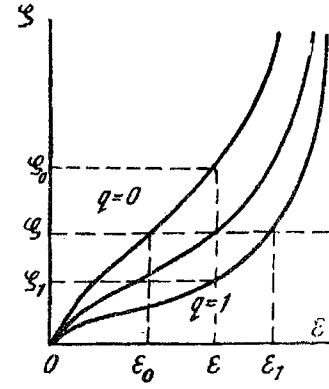


Fig. 21.13.

Fig. 21.14.



Cu această substituție se obține :

$$F = \frac{\eta r l \omega}{\psi^2} \zeta. \tag{21.31}$$

Valoarea coeficientului de portanță ζ se poate calcula cu relația [35]:

$$\zeta = \frac{3\sqrt{C_n^2 + C_t^2}}{(1+\varepsilon)^q}, \tag{21.32}$$

unde C_n și C_t sînt funcții de ε și q, q fiind un exponent cu ajutorul căruia se exprimă legea de variație a viscozității cu grosimea stratului de lubrifiant :

$$q = \frac{\ln \frac{\eta_1}{\eta_2}}{\ln \frac{h_1}{h_2}}. \tag{21.33}$$

În locul relației (21.32) pentru calculul lui ζ, în cazurile $q=0$ și $q=1$ care în mod obișnuit mărginesc domeniul de variație al acestui parametru, s-a trasat variația coeficientului de porntanță ζ în funcție de ε și avînd ca parametru λ (fig. 21.13).

Pentru o valoare q oarecare, valoarea respectivă pentru ε sau ζ poate fi obținută prin interpolare cu ajutorul diagramei din figura 21.14 din care se citesc valorile ε_0 și ε_1 pentru ζ_0 și ζ_1 (respectiv invers), iar valorile lui ε, respectiv ζ corespunzător se calculează ca relațiile:

$$\varepsilon=\varepsilon_0+(\varepsilon_1-\varepsilon_0)\,q, \text{ respectiv: } \zeta=\zeta_0-(\zeta_0-\zeta_1)\,q. \tag{21.34}$$

21.2.8. **Calculul termic al lagărelor.** Datorită frecării care se produce în lagăr, o parte din energie se transformă în căldură. Această căldură trebuie evacuată pentru a nu mări prea mult temperatura lagărului. Evacuarea căldurii se face pe două căi principial diferite: una naturală și una artificială. La rîndul ei evacuarea naturală se face pe trei căi: prin convecție, radiație și conductivitate (prin masa lagărului și a arborelui), dintre care ultima se neglijează, fiind mai puțin importantă. Răcirea artificială se realizează prin circulația lubrifiantului, necesitînd un consum suplimentar de energie.

Calculul termic al lagărelor se poate face cu suficientă precizie numai în cazul lagărelor cu frecare fluidă, cînd se pot determina parametri care influențează regimul termic al lagărului.

Căldura generată prin frecare fluidă în interiorul stratului de lubrifiant în unitatea de timp (pentru lagăre cu cuzinet fix) este:

$$Q=M\omega=\omega\frac{\pi\eta_1 r^2 l\omega}{\psi}C_{m1}=\frac{\pi\eta_1 v^2 l}{\psi}C_{m1}, \tag{21.35}$$

unde:

M este momentul de frecare [Nm];

η_1 — viscozitatea lubrifiantului la intrare $\left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}\right]$;

C_{m1} — coeficient [35].

Căldura transmisă prin convecție și radiație este:

$$Q_1=\alpha A(t_m-t_1)\ [\text{W}] \tag{21.36}$$

unde:

A este suprafața de contact cu mediul exterior;

t_m — temperatura medie a cuzinetului;

$$t_m=\frac{t_1+t_2}{2};$$

t_2 — temperatura stratului de lubrifiant în secțiunea minimă;

t_1 — temperatura lubrifiantului la intrarea în lagăr;

α — coeficient de transmitere de căldură;

$$\alpha\approx(1+1{,}7\sqrt{w})\,6\,000\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2{}^\circ\text{C}}\right]; \tag{21.37}$$

w — viteza curentului de aer în care este plasat lagărul [m/s], $w>1$ m/s (excepție fac construcții capsulate).

Se poate admite pentru calcule de dimensionare că suprafața de contact cu mediul exterior A este un multiplu al suprafeței de calcul a fusului:

$$A \approx (20 \ldots 25)\, dl. \tag{21.38}$$

Căldura evacuată de lubrifiant este:

$$Q_2 = \rho c_v [G_e (t_2 - t_1) + G_s (t_m - t_1)] \ [\mathrm{W}], \tag{21.39}$$

unde:

ρ este densitatea lubrifiantului $\left[\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}\right]$;

c_v — căldura specifică a lubrifiantului $\left[\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg\ grad}}\right]$;

G_e — debitul de ulei în secțiunea minimă $\left[\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}}\right]$;

G_s — debitul de ulei care scapă pe la capetele lagărului $\left[\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}}\right]$.

Deoarece $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$ relația (21.39) devine:

$$Q_2 = \rho c_v (t_2 - t_1) \left(G_e + \frac{G_s}{2} \right). \tag{21.40}$$

Debitul de lubrifiant care trece prin lagăr este:

$$G_e + \frac{G_s}{2} = \frac{1}{2} \omega c r l C_{qs} \tag{21.41}$$

și, ca urmare, relația (21.40) devine:

$$Q_2 = \frac{1}{2} \rho c_v v c l C_{qs} (t_2 - t_1), \tag{21.42}$$

unde:

c este jocul radial;

C_{qs} — coeficient [35].

Egalînd căldura dezvoltată prin frecare cu cea evacuată se obține:

$$\frac{\pi \eta_1 v^2 l}{\psi} C_{m1} = \frac{1}{2} A a (t_2 - t_1) + \frac{1}{2} \rho c_v c v l C_{qs} (t_2 - t_1). \tag{21.43}$$

Relația (21.43) permite calculul creșterii de temperatură într-un lagăr în regim hidrodinamic.

În cazul lagărelor la care nu se realizează o răcire prin circulația lubrifiantului, termenul al doilea din dreapta relației (21.43) se neglijează; de asemenea, în cazul lagărelor la care se realizează o circulație și o răcire a lubrifiantului, hotărîtoare pentru răcirea lagărului este căldura transportată de lubrifiant, așa că în acest caz primul termen din partea dreaptă a relației (21.43) se poate neglija.

21.2.9. La **dimensionarea unui lagăr cu frecare fluidă**, calculul se efectuează de obicei prin aproximări succesive, deoarece numărul de parametri care intervin în funcționarea unui lagăr sînt multipli. În general se dau parametri funcționali (sarcina F; viteza unghiulară ω) și se aleg cei depinzînd de lubrifiantul utilizat (densitatea ρ, căldura specifică a lubrifiantului c_v și viscozitatea η_1 la temperatura de intrare t_1). Rămîn 5 necunoscute care trebuie determinate prin calcule de proiectare: diametrul d și lungimea fusului l; temperatura uleiului t_2 în secțiunea minimă; grosimea minimă a stratului de lubrifiant h_m sau excentricitatea relativă ε și jocul relativ ψ.

Ecuațiile echilibrului hidrodinamic și termic impun două condiții. Rămîn deci trei parametri nedeterminați, fapt care permite efectuarea calculului în diferite variante. În general dimensiunile geometrice l și d se deduc din condițiile de rezistență (§ 21.2.2) și rămîne de determinat un parametru, ceea ce permite punerea unei condiții de optim, de exemplu grosimi h_m mari (pentru durabilitate mare), frecări minime, gabarit minim etc.

Alegerea sistemului de ungere se face în funcție de condițiile de funcționare și de posibilitățile constructive. De exemplu la mașini unde există instalații de ungere sub presiune, se va lua un sistem de ungere sub presiune.

La alegerea clasei lubrifiantului se va ține seama de indicațiile de la § 20.2. Pentru precizarea viscozității se efectuează de obicei în paralel calculele de dimensionare pentru două sau mai multe variante de uleiuri și se alege la urmă varianta cea mai potrivită.

Se mai pot prescrie date pentru grosimea minimă a stratului de lubrifiant, pentru a avea siguranță în funcționare. Condiția este ca:

$$h_m = h_{min} \approx H_1 + H_2, \tag{21.44}$$

unde H_1 și H_2 sînt înălțimile maxime ale rugozităților celor două suprafețe conjugate.

În cazul cînd h_m a fost calculat, el trebuie să satisfacă inegalitatea:

$$h_m \geqslant h_0 + H_1 + H_2, \tag{21.45}$$

unde h_0 reprezintă grosimea straturilor de adsorbție datorită proprietăților de onctuozitate ale lubrifianților:

$$h_0 \approx 0{,}1 \ldots 0{,}2\ \mu\text{m}.$$

Jocurile care intră în calcule se consideră la temperatura de funcționare în regim continuu. Jocul relativ la cald se calculează cu relația:

$$\psi = \psi_0 - S(t_m - t_0), \tag{21.46}$$

unde:

ψ_0 este jocul relativ la temperatura ambiantă t_0;

S — coeficient ce depinde de materialul fusului și al cuzinetului cît și de construcția lagărului [35].

Dacă temperatura de intrare a uleiului $t_1=t_0$, relația (21.46) devine ținînd seamă că $t_m=\frac{t_1+t_2}{2}$;

$$\psi=\psi_0-\frac{S}{2}(t_2-t_1). \tag{21.47}$$

În practică jocul din lagăr se obține în cadrul unui ajustaj, obținîndu-se un joc cuprins între două limite, J_{max} și J_{min}. Ca urmare, după efectuarea calculului pentru jocul nominal c, lagărul trebuie verificat pentru jocurile extreme. Dacă pentru una din situațiile extreme rezultă valori ale jocului minim sau temperaturi ale uleiului care ar putea prejudicia funcționarea lagărului, soluția constă fie în modificarea jocului nominal, fie în adoptarea unui ajustaj cu toleranțe mai strînse.

În mod similar se procedează și la calculul de verificare al funcționării lagărelor. În acest caz sînt dați următorii parametri: ω, ρ, c_v, η_1, t_1, d, l, ψ, h_m și se calculează forța portantă F și temperatura uleiului în secțiunea minimă t_2.

Calculul se efectuează prin încercări, admițînd o valoare t_2 și luînd de pe curba de variație a viscozității uleiului respectiv cu temperatura (fig. 20.1) viscozitatea în dreptul secțiunii minime, η_2.

Cu relația (21.34) și figura 21.14 se calculează valoarea lui ε, iar cu relația (21.33) valoarea lui q. Din figura 21.13 rezultă coeficienții de portanță ζ_0 și ζ_1 (pentru $q=0$ și $q=1$), iar din relația (21.34) rezultă ζ.

Cu ajutorul ecuației de echilibru termic (21.43) se determină o nouă valoare t_2 cu care se reface calculul pînă cînd noua temperatura t_2 admisă coincide cu suficientă aproximație cu temperatura t_2 rezultată din relația (21.43). Cu valoarea coeficientului de portanță se calculează forța portantă F a lagărului (21.31).

21.3. LAGĂRE AXIALE CU FRECARE FLUIDĂ

Așa cum s-a arătat mai sus (§ 21.2.6) pentru a putea realiza frecare fluidă trebuie să existe o variație a distanței între suprafețele în mișcare relativă. Acest lucru se realizează în lagărele axiale prin utilizarea de sectoare circulare (segmenți).

În acest caz (fig. 21.15), una din suprafețe este plană în formă de coroană circulară *1*, iar cealaltă este formată dintr-o serie de sectoare circulare *2* cu un ax comun normal la suprafața *1* pe care se reazemă. Suprafețele *2* sînt așezate înclinat față de suprafața *1*, cu un anumit unghi care poate fi fix sau variabil.

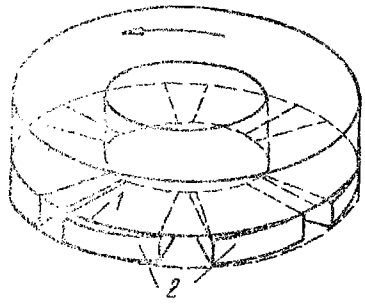


Fig. 21.15.

Înclinarea relativă variabilă se poate obține fie prin intermediul unor reazeme elastice (arcuri), figura 21.16, *a*, fie asigurînd rotația acestora în jurul unui ax (fig. 21.16, *b*, *c*).

Segmenții oscilanți pot fi înlocuiți, în construcții mai simple cu încărcări mai mici, printr-o placă comportînd cîteva șanțuri radiale care împart suprafața în sectoare avînd o anumită înclinare constantă, care realizează condiția pentru formarea stratului portant de lubrifiant (fig. 21. 16, *d*).

Calculul lagărelor axiale cu frecare fluidă se bazează pe aceleași principii ca și la cel al lagărelor radiale. În lucrarea [35] se indică scheme de calcul ale acestor lagăre.

La proiectarea unui lagăr axial se dau de obicei următorii parametri funcționali : sarcina F și viteza unghiulară ω, se aleg parametrii ce depind de lubrifiantul utilizat (densitate ρ, căldura specifică c_v, viscozitate și temperatura uleiului la intrare η_1, respectiv t_1) cît și grosimea minimă a stratului de lubrifiant h_m.

Se admite raportul $\lambda = \frac{b}{l} = 1$, unde b și l sînt lățimea respectiv lungimea unui segment.

Ca și în cazul lagărelor radiale (§ 21.2.9), calculele se efectuează prin încercări, plecînd de la diferite temperaturi de ieșire t_2 și luînd de pe curba

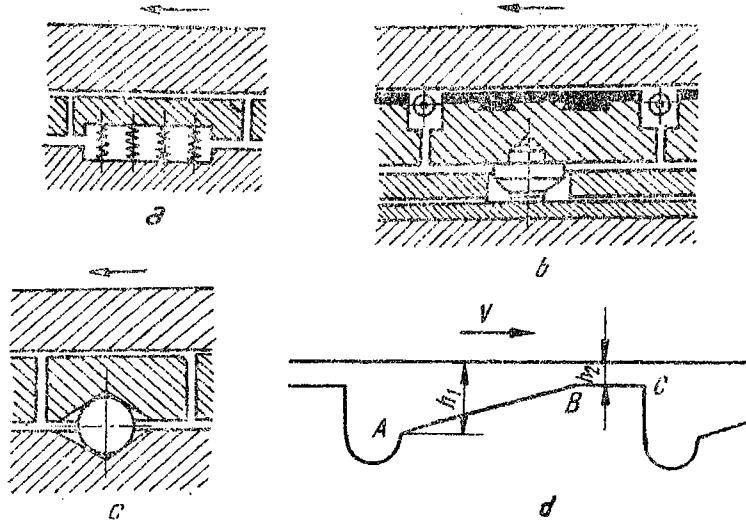


Fig. 21.16.

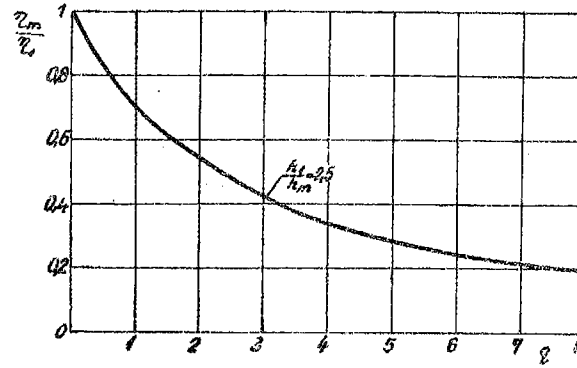


Fig. 21.17.

de variație a viscozității uleiului respectiv cu temperatura (fig. 20.1), viscozitatea în dreptul secțiunii minime η_m .

Cu relația (21.33) se calculează parametrul q, luîndu-se raportul $\frac{h_1}{h_m}=2,5$. Din diagrama din figura 21.17 se citește raportul $\frac{\eta_m}{\eta_1}$ în funcție de q pentru raportul ales $\frac{h_1}{h_m}=2,5$, unde η_m este viscozitatea medie a lubrifiantului. Coeficientul de încărcare ξ pentru $\frac{h_1}{h_m}=2,5$ și $\lambda=1$ este : $\xi=0,071$.

Se calculează raza medie a unui segment, admițîndu-se un număr n_s de segmenți ($n_s=4\ldots8$) cu relația :

$$r_m=\sqrt{\frac{Fh_m^2n_s^2}{8\pi^3\eta_m\omega\lambda\xi}}\ [\mathrm{m}]. \tag{21.48}$$

Lungimea unui segment în dreptul razei medii este :

$$l\approx\frac{2\pi r_m}{n_s}=b\ \text{(deoarece } \lambda=1) \tag{21.49}$$

Avînd determinate mărimile geometrice r_m, l și b trebuie verificate soluțiile obținute în sensul dacă raza interioară r_1, respectiv raza exterioară r_2 obțin valori acceptibile. Raza r_1 este :

$$r_1=r_m-\frac{b}{2}>0.$$

Urmează verificarea temperaturii admise t_2 cu ajutorul unor diagrame [35]. Temperatura calculată trebuie să coincidă în final cu valoarea t_2 admisă inițial.

21.4. Lagăre hidrostatice

În lagărele hidrostatice, portanța este realizată de forța datorită presiunii la care este introdus uleiul în lagăr. În acest scop se practică pe o porțiune centrală a suprafeței cuzinetului o adîncitură în care se introduce lubrifiantul (fig. 21.18).

Asemenea lagăre prezintă avantajul că au un coeficient de frecare foarte redus și constant, independent de turație. De aceea ele se folosesc la mașini foarte grele și de turații mici, la care nu se poate realiza o susținere hidrodinamică, ca: mori cu bile, telescoape mari, turbine hidraulice etc.

Ele se mai folosesc la pornirea unor mașini de putere mare ca turbine cu aburi și gaz, care lucrează cu opriri dese.

Randamentul lagărelor hidrostatice este mai scăzut decît cel al lagărelor hidrodinamice, datorită consumului energetic al pompei (cu toate că coeficienții de frecare în lagărele hidrostatice sînt în general mai mici; s-au realizat, de exemplu, valori ale coeficienților de frecare de ordinul a 10^{-6}). De asemenea, sistemul de ungere și răcire este complicat.

Lagărele hidrostatice se folosesc și în mașini de turații mai mari unde se cere o centrare de foarte mare precizie, ca: mașini-unelte, mașini de încercare, deoarece aceste lagăre printr-o construcție adecvată asigură o centrare foarte precisă (fig. 21.19).

În acest scop în cuzinet se practică niște adîncituri (buzunare) care primesc lubrifiantul prin orificii calibrate. Între buzunare și paralel cu ele sînt practicate niște canale pentru scurgerea lubrifiantului. Presiunea uleiului în buzunare este mai mică decît în canale și este determinată de rezisten-

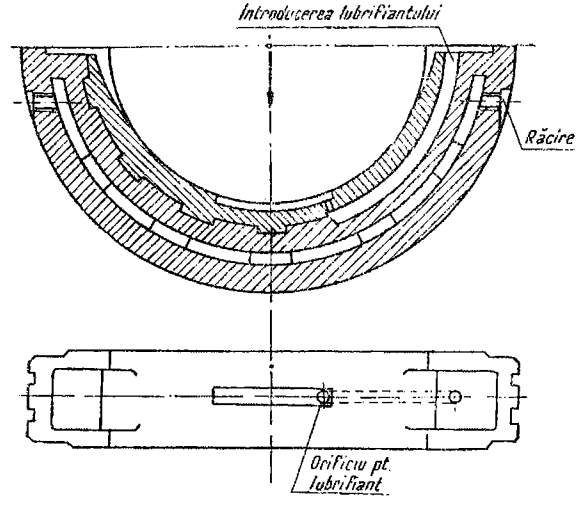


Fig. 21.18.

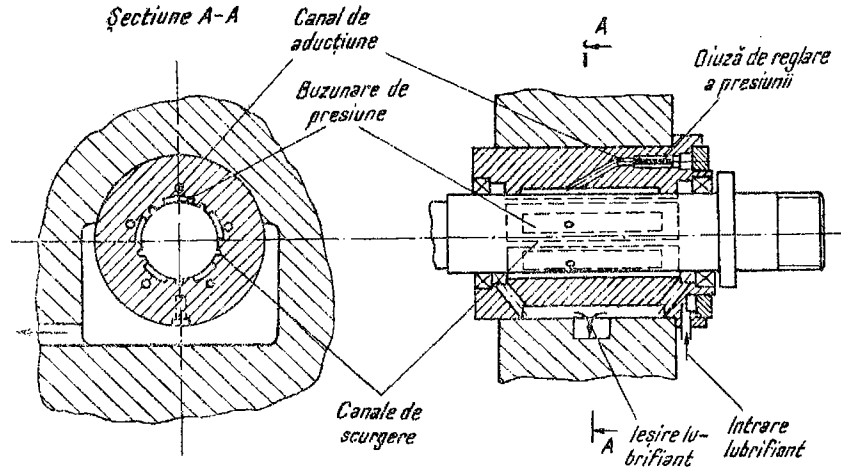


Fig. 21.19.

țele hidraulice din orificii și de jocurile (interstițiile) din lagăr. Rotirea fusului are ca urmare creșterea rezistenței hidraulice a interstițiului fus-lagăr și, ca urmare, presiunea în buzunarele din acea zonă spre care este îndreptată mișcarea va crește. În direcția opusă, dimpotrivă, presiunea uleiului scade. În felul acesta apar forțe care tind să realizeze o centrare a fusului.

Materialul pentru cuzinetii lagărelor hidrostatice este bronzul (pentru evitarea gripării la o funcționare anormală). Adîncimea buzunarului se ia de 50—100 de ori jocul maxim dintre fus și cuzinet.

Uleiul circulat prin lagăr trebuie filtrat.

În ultimii ani s-au publicat studii complete privind calculul și construcția acestor lagăre. [1]

21.5. CONSTRUCȚIA LAGĂRELOR CU ALUNECARE

21.5.1. **Fusurile.** Lagărul constă din lagărul propriu-zis și din fus care constructiv face parte integrantă din arbore, dar funcțional este o parte componentă a lagărului.

Fusurile cuprinse în lagăre pot avea diferite forme, în funcție de condițiile funcționale. Ele pot fi :

— *cilindrice,* forma cea mai răspîndită (fig. 21.20);

— *tronconice,* formă folosită în special pentru construcția lagărelor combinate ;

[1] Rippel C. Harry, *Design of hydrostatic bearings,* „Machine Design", nr. 18—27, 1963.

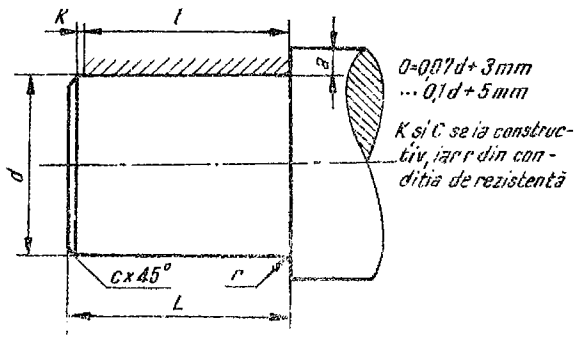


Fig. 21.20.

— *inelare*, întîlnite în special în construcția pivoților (fusurilor axiale — fig. 21.6);

— *canelate*, folosite și ele în construcția pivoților (fig. 21.7);

— *sferice*, folosite cîteodată pentru sarcini combinate, cînd se cer arborelui deviații în diferite direcții (fig. 21.4).

21.5.2. **Lagărele.** Din punct de vedere constructiv, lagărele constau în general din următoarele părți componente (fig. 21.1): corpul lagărului, cuzinetul, capacul lagărului, dispozitive de ungere, dispozitive de corijare a jocurilor de uzură și dispozitive de etanșare.

Dintre aceste piese, rolul principal îl are cuzinetul, întrucît pe el se realizează frecarea. Buna funcționare a lagărului depinde în mare măsură de calitatea materialului și a prelucrării cuzinetului. Corpul și capacul lagărului au rolul de a transmite fundației sarcina primită prin cuzinet de la fus, cît și de a primi și conduce spre exterior căldura dezvoltată prin frecarea dintre fus și cuzinet.

Jocul dintre fus și cuzinet, modificat prin uzura cuzinetului, poate fi reglat cu niște pene de reglare, cu adaosuri montate între corpul și capacul lagărului sau cu alte dispozitive de reglare a jocului. Dispozitivele de ungere și de etanșare au rolul de a asigura lagărul cu lubrifiantul necesar, respectiv de a împiedica scurgerea lubrifiantului din lagăr sau pătrunderea în lagăr a impurităților.

Există și lagăre care au numai o parte din elementele enumerate. Astfel, adeseori lipsește corpul și capacul, lagărul făcînd parte din însuși corpul mașinii. În alte cazuri lipsește cuzinetul, dispozitivele de reglare sau dispozitivele de ungere și etanșare (la unele lagăre de turație joasă unse cu unsoare consistentă).

21.5.3. **Cuzineții** reprezintă din punct de vedere funcțional, piesa cea mai importantă a lagărului. Alegerea materialului pentru cuzineți prezintă o importanță deosebită, deoarece chiar în lagărele cu frecare fluidă nu se poate realiza totdeauna acest regim optim. Astfel, la pornire, abia la realizarea unei anumite viteze periferice se realizează stratul portant de lubrifiant. Totodată, datorită impurităților din lubrifiant se produc uzuri ale supra-

feţelor în mişcare relativă. Deformaţiile elastice ale arborelui şi lagărului influenţează şi ele regimul de funcţionare. De aceea materialul pentru cuzineţi trebuie astfel ales încît să permită funcţionarea şi în regimuri de frecare diferite de frecarea fluidă. Ca urmare cuzineţii trebuie să satisfacă următoarele condiţii :

— să asigure un coeficient de frecare minim, chiar la frecare limită (proprietăţi de antifricţiune);

— rezistenţă la gripare, oboseală şi strivire ;

— să poată disipa căldura rezultată din frecarea fus-cuzinet ;

— stabilitate dimensională (rezistenţă la uzură, evitarea umflării etc.);

— stabilitate fizico-chimică ;

— adaptare uşoară la condiţii anormale de funcţionare (la precizie scăzută de prelucrare, capacitate de înglobare a materialelor rezultate din uzură, capacitate de funcţionare temporară fără lubrifiant, capacitate de rodare etc.);

— să asigure aderenţa lubrifiantului la cuzinet ;

— să se poată executa din materiale uşor accesibile şi ieftine, care să se poată prelucra uşor prin aşchiere ;

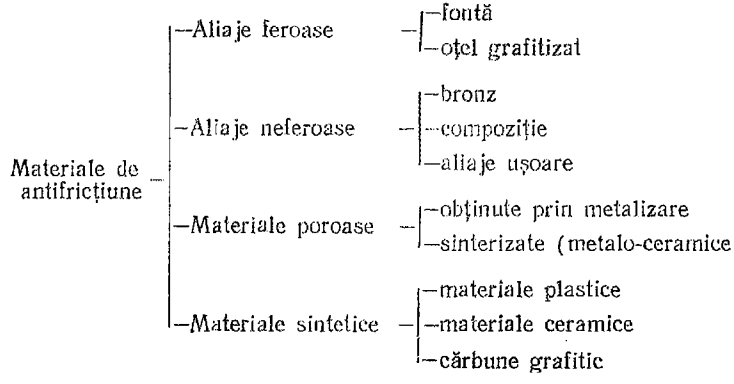
— să asigure economie de spaţiu şi întreţinere simplă.

Aceste condiţii, adesea contradictorii, nu pot fi realizate în întregime. În mai mare măsură corespund acestui scop materialele de antifricţiune. Ca materiale de antifricţiune se utilizează astăzi o varietate foarte mare de aliaje metalice şi materiale nemetalice. Iniţial, ca materiale de antifricţiune se utilizau cu precădere compoziţia (staniu-plumb) şi bronzul (staniu-cupru), bazate pe staniu şi cupru, care sînt materiale deficitare. Astăzi se constată o tendinţă generală de înlocuire a acestor metale în construcţia cuzineţilor.

În tabelul 21.4 se prezintă o clasificare a materialelor de antifricţiune.

Tabelul 21.4

Clasificarea materialelor de antifricţiune



Varietatea foarte mare de materiale de antifricțiune folosite în tehnică se datorește pe de-o parte, tendinței de a utiliza materialul cel mai potrivit condițiilor de funcționare respective și, pe de altă parte, tendinței de evitare a materialelor deficitare (v. § 1.4).

În direcția economiei de materiale deficitare, rezultate bune se obțin și prin așa-numiții cuzineți bi și trimetalici, constînd dintr-un cuzinet de oțel sau fontă, ca element de rezistență, în care se toarnă un strat subțire de material de antifricțiune. Pentru a reduce și mai mult consumul de metale deficitare, materialul de antifricțiune se depune prin metalizare, obținîndu-se straturi de cîteva zecimi de milimetri. Cuzineții bi și trimetalici se mai pot obține și prin laminarea a două sau trei benzi de aliaje diferite, una peste alta.

Materialul cuzinetului trebuie și el împerecheat în mod corespunzător cu materialul fusului. La cuzineți din materiale moi, HB < 30 (compoziție, materiale plastice) se pot utiliza fusuri din oțeluri normalizate sau îmbunătățite; cuzineții din materiale mai dure (bronz cu plumb, materiale sinterizate, fontă) trebuie împerecheate cu fusuri dure (călite superficial sau cementate).

La alegerea materialelor pentru cuzineți trebuie să se țină seama de următorii factori: presiunea p; viteza periferică a fusului v; produsul $p.v$; natura forțelor (constante, variabile, cu șoc); condiții de ungere (abundentă, slabă); felul frecării (semifluidă, fluidă); materialul fusului (dur, moale); sensibilitatea la gripare și uzură.

Fonta perlitică se întrebuințează la presiuni și viteze reduse, deoarece datorită durității sale ridicate are o capacitate scăzută de adaptare la condiții anormale de funcționare.

Pentru evitarea încărcărilor pe muchii se recomandă rotunjirea muchiilor cuzineților. Suprafețele conjugate trebuie să fie netede, iar fusurile dure.

Fonta împerecheată cu oțelul este sensibilă la gripare. Pentru evitarea acestui neajuns se recomandă folosirea bucșelor de fontă trase pe fus, care să se rotească în cuzineți de fontă (perechea fontă pe fontă nu este sensibilă la gripare).

Oțelul grafitizat are o structură de ferită cu grafit și perlită lamelară, ceea ce se obține printr-un tratament termic corespunzător. Are caracteristici superioare bronzurilor.

Bronzurile. Bronzul cu staniu (Bz 14 T STAS 197-60) are o seamă de calități: rezistă la temperaturi ridicate, la presiuni mari ($p \leqslant 15$ N/mm^2) și viteze mijlocii și este rezistent la șocuri. Totuși, fiindcă constă din materiale deficitare (Cu și Sn), acest tip de bronz nu este recomandabil a se utiliza, putînd fi înlocuit cu succes cu o serie de bronzuri de înlocuire.

Bronzurile cu staniu-zinc și cele cu staniu-zinc-plumb (STAS 197-60) înlocuiesc cu succes bronzul cu staniu (Bz 14 T), fără a avea în compoziția lor decît o cantitate relativ redusă de staniu (3—9%). Aceste aliaje s-au dovedit, în exploatare, superioare aliajelor cupru-staniu de tipul Bz 14 T. Pentru a economisi bronzul se pot utiliza cuzineți bimetalici cu un strat

subțire de bronz, grosimea stratului fiind aproximativ $a=(0{,}1\ldots0{,}025)d$ (d — diametrul fusului).

Bronzurile cu aluminiu (Bz Al 7 T, Bz Al 9 T și Bz Al 10 T STAS 198-49) pot înlocui cu succes bronzul cu staniu, fiind superioare acestuia în ceea ce privește rezistența la uzură și coroziune. Prezintă însă neajunsul unui coeficient de dilatare mai mare, duritate mai mare și pericol de gripare.

Bronzurile cu plumb rezistă la presiuni ($p \leqslant 25$ N/mm^2) și viteze mari ($v \leqslant 12$ m/s), precum și la șocuri și solicitări variabile. În schimb sînt scumpe (necesită cupru electrolitic) și turnarea lor este dificilă, prezentînd pericol de licuație. Bronzul cu plumb mai prezintă neajunsul că este dur, din care cauză se utilizează adesea soluția turnării de compoziție într-o rețea de bronz. Se folosesc în construcții de lagăre bimetalice, atît din cauză că nu sînt suficient de rezistente, cît și pentru a face economie de aliaj. Cele mai importante aliaje sînt (conform STAS 1512-50) : bronzurile cu plumb binare (Bz Pb), ternare (Bz Sn Pb) și speciale (Bz×Pb), care conțin pe lîngă Cu, Sn și Pb și stibiu, aluminiu, fosfor etc.

Fiind scumpe nu se folosesc decît acolo unde este strict necesar, și anume la motoare cu combustie internă, turbine cu aburi, pompe de mare presiune etc.

Aliajele de metale ușoare (aluminiu și magneziu) se caracterizează printr-o sensibilitate redusă la uzură și impurități, în schimb au un coeficient de dilatare mare, ceea ce impune jocuri inițiale (la rece) relativ mari între fus și cuzinet. La încărcări și viteze mari, pentru a reduce coeficientul de dilatare se utilizează aliaje de aluminiu cu siliciu (Alcusin). Se preferă fusuri călite și rectificate. Deoarece sînt sensibile la gripare se recomandă împerecherea lor cu fusuri dure; din aceeași cauză se impune o ungere abundentă.

Compoziția este un aliaj staniu-plumb standarizat în STAS 202-64, în două categorii : compoziții cu bază de staniu (Y-Sn 83 ; Y-Sn 80 și Y-Sn 10) și compoziții cu bază de plumb (Y-Pb 98 și Y-Pb 70). Există și compoziții de bază de zinc, argint și cadmiu.

Compozițiile sînt aliajele cu cele mai bune proprietăți de antifricțiune, sînt insensibile la gripare, uzură și impurități ; nu rezistă însă la șocuri puternice. Compoziția pe bază de staniu rezistă la presiuni mari ($p \leqslant 25$ N/mm^2) și viteze pînă la 5 m/s și are o înaltă capacitate de rodare, permițînd fixarea (înglobarea) particulelor dure (rezultatele uzurii) care există între fus și cuzinet. Jocul în lagăre este de ordinul 0,5—1%. Compoziția se utilizează în cuzineți bimetalici. Ținînd seama că compoziția nu aderă bine la oțel pentru a asigura legătura dintre compoziție și suport, pe acesta se prevăd canale de diferite forme (fig. 21.21).

Deoarece staniul este deficitar, compoziția pe bază de staniu s-a înlocuit prin compoziție pe bază de plumb. Aceasta are proprietăți de antifricțiune și capacitate de adaptare comparabile cu cea pe bază de staniu, este însă mai puțin rezistentă.

Compoziția pe bază de zinc de tipul Zn Al 14 Cu 1 T și Zn Al 10 Cu 1 T este insensibilă la gripare și uzură, are un coeficient de conductivitate ter-

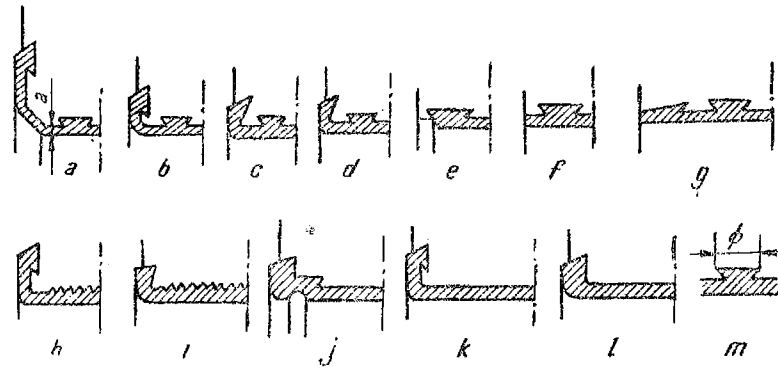


Fig. 21.21.

mică foarte bun, însă un coeficient de dilatare mare; este dură și nu se comportă bine la șocuri. La noi în țară s-a încercat un aliaj de zinc pentru cuzineți (Zinal), care a dat rezultate satisfăcătoare.

Se utilizează și unele compoziții cu metale alcaline ca: sodiu, calciu (Banmetal) care permit presiuni mari ($p \leqslant 20$ N/mm^2).

Materiale poroase se pot obține *prin metalizare,* depunîndu-se pe suprafața cuzinetului un strat poros, care prezintă remarcabile proprietăți de antifricțiune, sau prin *sinterizare.*

Materialele sinterizate se obțin prin presarea unei pulberi metalice (pulbere de fier, bronz etc.) la presiuni mari și printr-o încălzire ulterioară în cuptoare cu atmosferă protectoare (sinterizare). Din acest ultim motiv, acestor materiale li se spune și materiale *metalo-ceramice.* Ele au o largă răspîndire pentru realizarea de diferite piese mărunte. Pentru fabricarea cuzineților se adaugă pulberilor metalice pînă la 5% grafit (se obține fier sau bronz grafitat) sau se adaugă diferite materiale plastice, care atunci cînd temperatura fusului crește (frecarea devine uscată) se topesc, ies din pori și asigură astfel ungerea. În locul grafitului în ultimul timp se utilizează ca material de adaos bisulfura de molibden. Materialul sinterizat este poros, mărimea porozității depinzînd de presiunea la care a fost supusă pulberea. Datorită porozității care atinge 10—40% din volum, aceste materiale pot absorbi o mare cantitate de lubrifiant, pe care îl cedează apoi în timpul funcționării prin încălzirea cuzinetului, datorită fenomenelor capilare. În felul acesta, materialele sinterizate se pot folosi în lagăre la care ungerea nu se poate executa în condiții satisfăcătoare, dacă $(p.v)_a \leqslant 0{,}2$ Nm/mm^2 s. După un timp de funcționare, porii se îmbîcsesc. Atunci, cuzineții se fierb în leșie și se introduc apoi într-o baie caldă de lubrifiant. Rezistă la presiuni pînă la 7 N/mm^2 și viteze pînă la 4 m/s (unse).

Grosimea cuzineților metalo-ceramici se ia $(0{,}1 \ldots 0{,}2)d$, (d — diametrul fusului).

Materialele sintetice utilizate pentru fabricarea lagărelor sînt: materialele plastice termorigide și termoplastice și unele materiale speciale (cărbune grafitic, resulfit); în această categorie se pot introduce și materialele ceramice și cauciucul.

Materialele plastice termorigide folosite la construcția cuzineților sînt produse fenolice cu inserții sau umpluturi de materiale textile sau de lemn. În primul caz se obține textolitul (de 3 tipuri: cu inserție de țesătură, de fire textile și de fîșii mărunte) și în al doilea caz, lignofolul.

Materialele plastice prezintă următoarele avantaje: sînt ieftine și ușor accesibile, au proprietăți de alunecare bune, amortizează șocurile, nu sînt sensibile la gripare, dar au și o seamă de dezavantaje, și anume: conductivitatea termică scăzută și tendință de umflare în apă și ulei. Datorită conductivității termice reduse, lagărelor din masă plastică trebuie să li se asigure o răcire activă. De asemenea, datorită tendinței de umflare lagărele trebuie să fie construite cu un joc mai mare (4...5%).

Ungerea lagărelor cu cuzineți din materiale plastice se execută cu unsoare, cu ulei sau cu emulsie de ulei în apă.

Textolitul suportă presiuni pînă la 25 N/mm² și viteze pînă la 5 m/s, dacă este utilizat în lagăre unse și răcite cu apă. La noi în țară s-au obținut rezultate foarte bune cu cuzineți de textolit la lagărele de laminoare de la Combinatul siderurgic Reșița.

Lignofolul constă din placaj de mesteacăn îmbibat cu rășini sintetice. Avînd proprietăți de antifricțiune tot atît de bune ca și textolitul, dar fiind de două ori mai ieftin, lignofolul este de preferat textolitului. Presiunea admisibilă $p \leqslant 10$ N/mm² (pentru lagăre unse cu apă); la ungere cu ulei $p_a = 2 \ldots 4$ N/mm². Grosimea cuzineților de lignofol se ia $(0{,}05 \ldots 0{,}15)d$.

În ultima vreme se utilizează ca materiale pentru cuzineți și materiale plastice *termoplastice*, ca: poliamide, policarbonați etc. La noi în țară introducerea lor în practică este numai la început.

Aceste materiale au o higroscopicitate ridicată și un coeficient de conductivitate termică scăzută, ceea ce limitează folosirea lor.

Materialele plastice se mai utilizează și în combinație cu grafitul sau bisulfură de molibden pentru obținerea autoungerii, ceea ce asigură o stabilitate dimensională mai bună și o higroscopicitate mai redusă.

O soluție constructivă pentru evitarea neajunsului materialelor plastice de a avea o conductivitate termică redusă este aplicarea materialului plastic prin fretare sau prin lipire cu adeziv pe suprafața fusului. În acest caz, fusul astfel protejat se poate roti într-un cuzinet de oțel. Această soluție prezintă avantajul că este evacuată căldura prin lagăr și că uzura fusului este evitată.

Cauciucul se folosește pentru lagăre de mașini hidraulice, fiind uns cu apă. Permite presiuni $p_a \leqslant 1$ N/mm² și viteze periferice mari, pînă la 25 m/s (cauciucul dur permite $p_a \leqslant 5$ N/mm²). Este recomandabil în special la fusuri care suportă șocuri mari, datorită capacității sale de a amortiza șocurile.

Cauciucul își pierde proprietățile de antifricțiune la temperaturi peste 65—70 °C, din care motiv lagărele cu cuzineți de cauciuc trebuie răcite

intens, pentru a menține lagărul la o temperatură joasă. Apa utilizată pentru ungerea lagărului corodează arborii. Din acest motiv se presează pe fus o bucșă de alamă sau de oțel inoxidabil.

Materialele ceramice se folosesc în mecanica fină, cît și în utilajul chimic, datorită rezistenței lor la coroziune.

Astfel se folosesc pietre semiprețioase (rubine) sau calcaruri sintetice cu structură fină lipsite de impurități.

Un material nou de cuzinet este *cărbunele grafitic,* format dintr-un amestec de pulbere de cărbune și de grafit, cu un liant petrolier, comprimat și încălzit la 1 600 °C. Materialul obținut este rezistent și ușor și are un coeficient de frecare uscată scăzut ($\mu = 0{,}12$). Are totodată o conductivitate termică ridicată, o bună stabilitate dimensională și un coeficient de dilatare de 4 ori mai mic decît oțelul. Are în schimb caracteristici mecanice scăzute, motiv pentru care cuzineții din acest material se execută cu pereți groși.

Un alt material nou este *resulfitul,* un amestec de grafit sau bisulfură de molibden, rășină siliconică și araldit (un adeziv sintetic), presat la 70 °C. Se mai poate utiliza amestecul bisulfură de molibden cu tetrafluoretilenă. Resulfitul nu necesită lubrifiant, rezistă la presiuni, viteze și temperaturi mari.

Construcția cuzineților (formă, dimensiuni, tip-bimetalici monometalici) depinde de primul rînd de materialul cuzinetului. Astfel cuzineții de fontă, bronz, materiale sinterizate, plastice, ceramice, pe bază de bronz cu plumb, compoziție și unele materiale plastice sînt bimetalici.

Cuzineții se execută în formă de bucșă (dintr-o bucată), din două jumătăți sau chiar din mai mulți segmenți (în special cuzineții din material plastic). Cuzineții în formă de bucșă sînt mai ieftini, însă nu se pot monta decît la capăt, ceea ce limitează folosirea lor. Bucșele pentru cuzineți sînt standardizate în STAS 772-51. Cuzineții din două părți sînt mai scumpi, din cauza tehnologiei lor mai complicate : cele din două jumătăți se toarnă separat, se prelucrează suprafețele de îmbinare, care se îmbină (prin lipire provizorie sau cu un dispozitiv), se prelucrează interior și exterior și se desfac iar.

Pe cuzineții care urmează a se căptuși cu material de antifricțiune puțin aderent, se execută prin frezare canale în formă de *cozi de rîndunică* sau se strunjește cu avans mare (fig. 21.21).

Grosimea cuzineților din fontă și bronz necăptușiți se ia :

$$s = 0{,}05\,d + 5 \text{ mm} \ldots 0{,}10\,d + 5 \text{ mm}.$$

Grosimea cuzineților ce urmează a se căptuși se ia :

— cuzinet de oțel $s = 0{,}09\,d + (6 \ldots 9)$ mm ;

— cuzinet de fontă $s = 0{,}12\,d + (9 \ldots 12)$ mm.

În ultima vreme, în locul cuzineților turnați se execută cuzineți din tablă de oțel îndoită după diametrul fusului respectiv. Grosimea căptușelii depinde de diametrul fusului și de materialul bucșei sau cuzinetului.

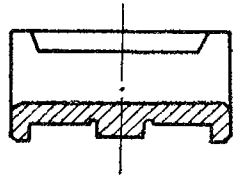


Fig. 21.22.

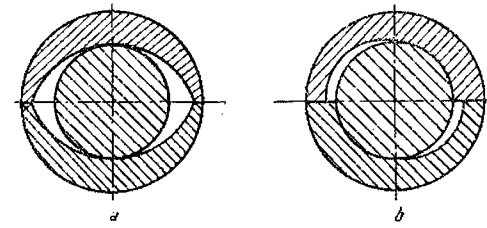


Fig. 21.23.

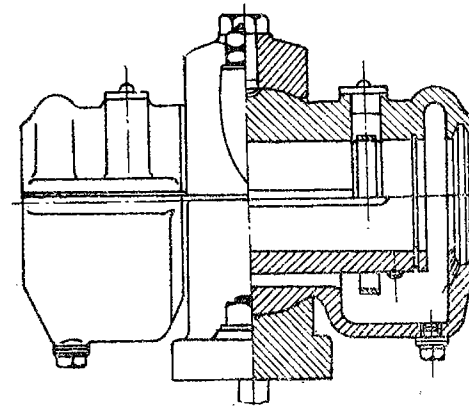
Pentru a împiedica rotirea cuzinetului în locaşul din lagăr se utilizează şuruburi, ştifturi conice, proeminenţe ale cuzineţilor care pătrund în lagăr etc.

Cuzinetul trebuie să asigure pătrunderea şi repartizarea lubrifiantului. La lagăre cu frecare fluidă suprafaţa portantă a cuzinetului trebuie să fie continuă, fără întreruperi (fără canale de ungere). În acest caz pentru repartizarea lubrifiantului se utilizează nişte buzunare în partea neîncărcată a cuzinetului (fig. 21.22).

În lagărele la care nu se poate realiza frecare fluidă, se caută să se obţină pana de ulei pentru realizarea filmului continuu de lubrifiant prin cuzineţi avînd forme speciale. Asemenea cuzineţi se utilizează şi la lagăre cu frecare fluidă cu turaţii mari, pentru evitarea vibraţiilor. Astfel se utilizează cuzineţii alungiţi în formă de lămîie (fig. 21.23, *a*), cuzineţii cu două sau mai multe suprafeţe de contact (fig. 21.23, *b*), cuzineţii cu segmenţi (fig. 21.16, *a* . . . *c*), ultimii în special la construcţia crapodinelor cu frecare fluidă.

În cazul fusurilor lungi ($\lambda > 1{,}5$) se utilizează cuzineţi oscilanţi (fig. 21.24) standardizaţi în STAS 884-51.

Fig. 21.24



21.5.4. **Dispozitivele de reglare** a jocului din lagăr au rolul de a micșora jocul produs prin uzură, cît și de a asigura coaxialitatea lagărelor unei linii de arbore. Dispozitivele de reglare constau fie din plăcuțe (bailagăre) montate între cele două jumătăți de cuzineți, prin eliminarea cărora se micșorează jocul, fie din pene sau șuruburi de reglare, care permit apropierea cuzineților și reducerea jocului.

21.5.5. **Corpul și capacul lagărului** (fig. 21.25) trebuie să fie suficient de rezistente și rigide, să asigure o răcire corespunzătoare.

Calculul de rezistență a corpului și capacului se face în ipoteza simplificatoare a unei grinzi static determinate, încărcată cu două forțe concentrate.

$$\text{Secțiunea } I: \; M_i = \frac{F}{2}\left(\frac{L}{4} - \frac{d}{4}\right) = W_I \sigma_i. \tag{21.48}$$

$$\text{Secțiunea } II: \; M_i = \frac{F}{2} a'' = W_{II} \sigma_i. \tag{21.49}$$

Pentru corp și capac de fontă se admite, în funcție de calitatea fontei: $\sigma_{ai} = (25 \ldots 45) \text{N/mm}^2$.

21.5.6. **Soluții constructive de lagăre.** În figura 21.1 s-a reprezentat un lagăr normal, foarte răspîndit în construcția de mașini.

În figura 20.7 este indicat un lagăr cu un inel de ungere.

În figura 21.24 este reprezentat un lagăr mai lung cu două inele de ungere; fiind lung este în construcție oscilantă.

În figura 20.8 este reprezentat un lagăr cu inel de ungere fix. Pentru a se putea monta inelul de ungere cuzinetul este executat axial din două părți.

În figura 21.26 este reprezentată o crapodină cu autoreglare. Forța axială o preia piesa *1* (cuzinet), care se reazemă pe capătul sferic al șurubului *2*, ceea ce asigură în mod automat paralelismul dintre pivot și cuzinet. Știftul *3* împiedică rotirea cuzinetului. Pentru a evita înlocuirea întregului arbore atunci cînd se uzează pivotul se utilizează piesa *4*, care poate fi schimbată cu ușurință în caz de uzură. Știftul *5* împiedică rotirea piesei *4*.

Pentru realizarea frecării fluide la crapodine se utilizează segmenți care permit formarea penei de ulei (fig. 21.16). În figura 21.27 este reprezentat un lagăr combinat radial-axial cu segmenți. În această figură *1* și *2* sînt

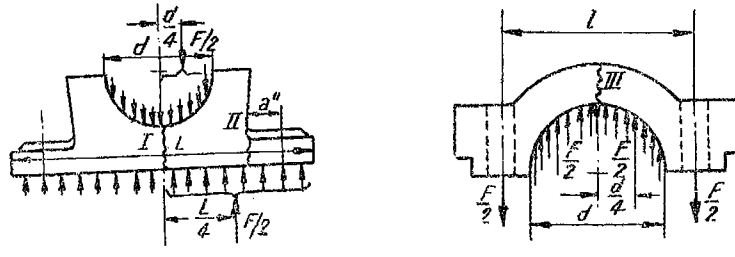


Fig. 21.25

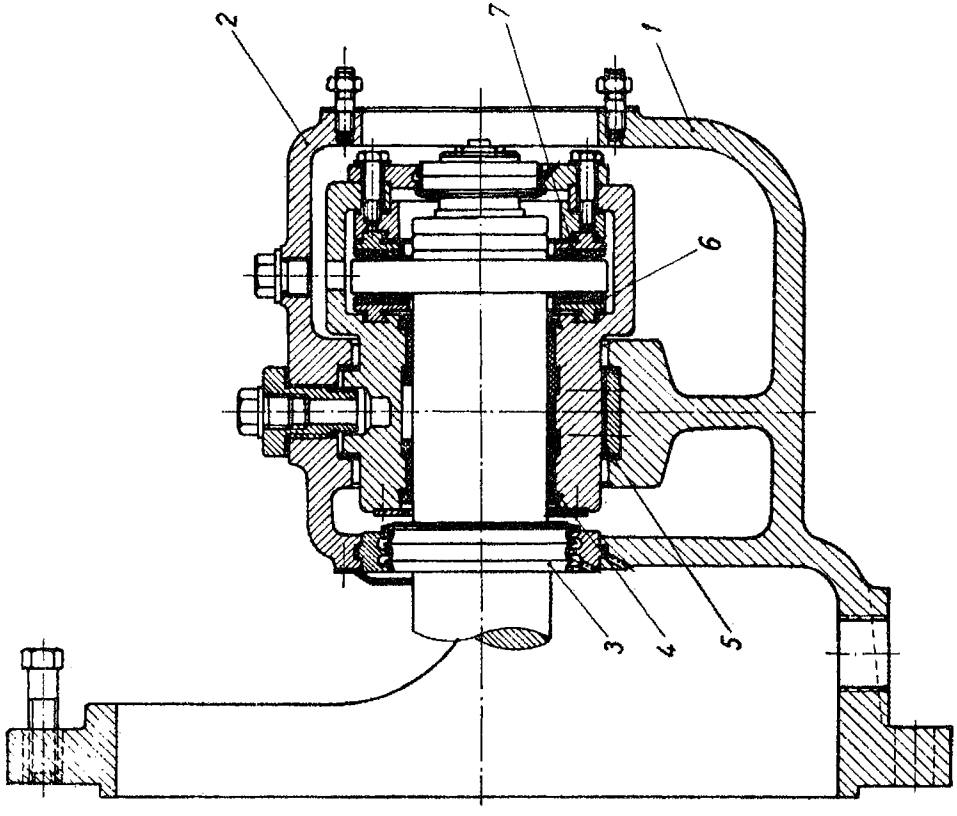


Fig. 21.27.

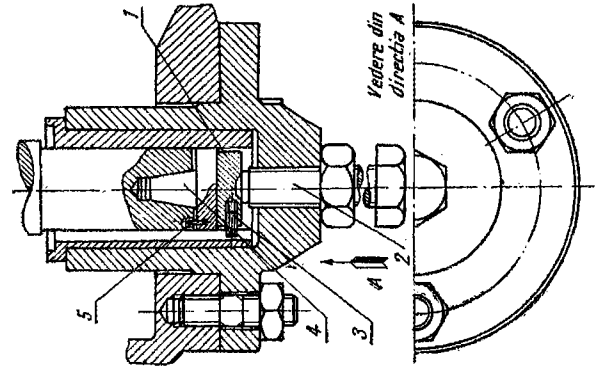


Fig. 21.26.

respectiv corpul și capacul lagărului ; *3* etanșarea ; *4* cuzinetul din două jumătăți. Pentru montarea cuzineților în lagăr se utilizează piesele *5* în formă de pernițe. Lagărul are două rînduri de segmenți (*6*, *7*) pentru a putea prelua sarcini în ambele sensuri.

22. LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE

22.1. CARACTERIZARE. DOMENII DE UTILIZARE

În lagărele cu rostogolire, frecarea de alunecare dintre fus și cuzinet se înlocuiește cu frecarea de rostogolire dintre inele și corpurile de rulare.

Prima încercare de utilizare a rulmenților se datorește lui Leonardo da Vinci. Totuși introducerea acestora pe scară largă s-a produs abia după primul război mondial, cînd industria de automobile, în special, a cerut foarte mulți rulmenți și s-au creat posibilități pentru o fabricație de masă de înaltă precizie. În prezent se produc anual peste un miliard de rulmenți.

Lagărele cu rostogolire prezintă următoarele avantaje în raport cu lagărele cu alunecare :

a) frecarea este aproape constantă, atît la pornire, cît și în mers stabilizat, ca urmare nu necesită rodaj (fig. 22.1) ;

b) coeficientul de frecare este în general mai redus, deci și încălzirea este mai redusă și randamentul mai ridicat ;

c) au un consum mai redus de lubrifianți (cu aproximativ 30%), o întreținere și etanșare mai simple ;

d) fusuri mai scurte, deci gabarit axial al lagărului mai redus ;

e) joc radial redus ;

f) evită uzura fusului.

O comparație între variația coeficientului de frecare la un lagăr cu rulment și unul cu alunecare este reprezentată în figura 22.1, din care rezultă clar avantajul lagărului cu rulment în cazul opririlor și pornirilor dese.

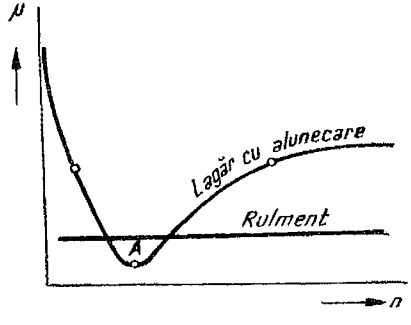


Fig. 22.1.

Coeficienții de frecare pentru diferite tipuri de rulmenți au valori cuprinse în limitele : $\mu = 0{,}001 \ldots 0{,}003$; valori spre limita inferioară pentru rulmenți radiali cu bile și spre cea superioară pentru rulmenți axiali.

Lagărele cu rulmenți prezintă și o seamă de neajunsuri :

a) gabarit radial mai mare ;

b) unele dificultăți de montaj (montaj pe la capete);

c) durabilitate mai redusă ;
d) rigiditate mai mare, deci capacitate de amortizare mai mică ;
e) rezistență mai redusă la suprasarcini și șocuri ;
f) durabilitate redusă la viteze unghiulare mari.

Din cele de mai sus rezultă următoarele domenii de utilizare a rulmenților ;

1) în mașini cu porniri și opriri dese ;
2) la turații și sarcini variabile pe fus ;
3) la fusuri avînd viteze periferice reduse ; în cazul vitezelor periferice mari sînt mai avantajoase lagărele cu alunecare ;
4) în mașini cu rezistențe mari de pornire ;
5) în mașini unde trebuie evitată uzura fusurilor (mașini-unelte, electromotoare).

Se evită utilizarea rulmenților în cazul lagărelor foarte mari, cu viteză unghiulară redusă, a crapodinelor greu încărcate (de obicei peste 2 000 kN), a lagărelor cu viteză unghiulară foarte înaltă, cînd durabilitatea rulmenților este foarte redusă (la $\omega = 2\,000$ rad/s, durabilitatea unui rulment este sub 500 de ore) și a lagărelor agregatelor supuse la vibrații în stare de repaus, deoarece corpurile de rulare produc deformații plastice în inele.

Rulmenții au o largă răspîndire în construcția de mașini și aparate, asigurînd randamente mari și cost de întreținere redus (aproximativ cu 30% mai redus decît la lagărele cu alunecare). Ei se execută în masă în uzine specializate într-o gamă foarte largă de mărimi, de la diametre de un milimetru pînă la diametre care depășesc 4 metri și mase de la 0,5 g la 3,5 tone.

La noi în țară se execută o gamă largă de rulmenți. Fabricile producătoare de rulmenți din țara noastră sînt Uzinele „Rulmentul" din Brașov și Fabrica de rulmenți din Bîrlad.

22.2. CARACTERISTICILE RULMENȚILOR

Rulmenții constau din următoarele părți componente : inelul exterior, inelul interior, corpurile de rulare și colivia. Inelul interior este solidar cu fusul și cel exterior cu carcasa (fig. 22.2); între inele se găsesc

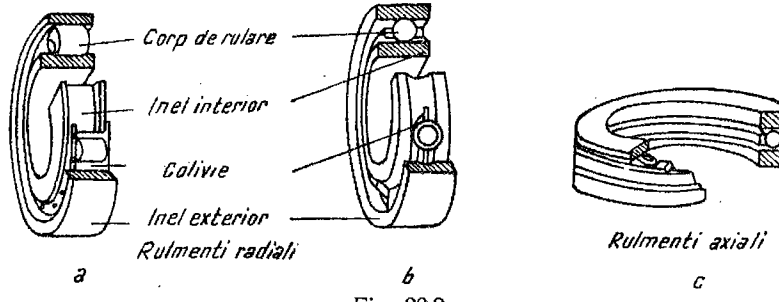


Fig. 22.2.

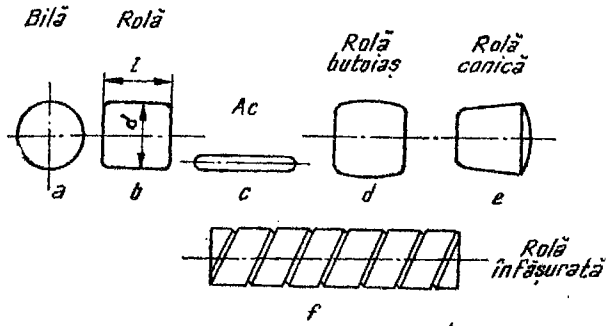


Fig. 22.3.

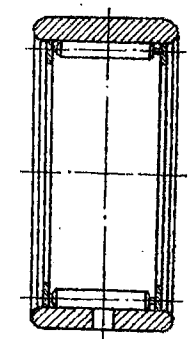


Fig. 22.4.

corpurile de rulare: bile, role scurte ($l_r/d_r < 2{,}5$); role lungi ($l_r/d_r > 2{,}5$), ace ($d_r \leqslant 5$ mm), role conice, role butoi, role conice butoi, role înfășurate (fig. 22.3). Ele sînt distanțate între ele cu ajutorul coliviei, pentru evitarea frecării dintre corpurile de rulare.

Există rulmenți la care lipsește colivia (de exemplu cele cu ace), sau la care lipsește un inel (fig. 22.4). Unii rulmenți au și unele elemente speciale ca: bucșe conice de montaj, piese de etanșare etc.

Fiecare tipodimensiune de rulment este standardizată printr-o serie de cifre și litere, simbolizarea utilizîndu-se la marcare, la notarea în desene tehnice, la precizarea comenzilor și a livrărilor cît și în literatura tehnică.

Prin simbolizare se precizează: mărimea rulmentului (diametrul interior), seria, tipul (forma inelelor și a corpurilor de rostogolire), caracteristici speciale și gradul de precizie. Simbolurile suplimentare se indică numai atunci cînd sînt cerute de condițiile de funcționare și montare. Simbolul de bază se separă de cele suplimentare printr-un interval.

Simbolul de bază cuprinde: simbolul tipului de rulment, simbolul seriei de dimensiuni și simbolul alezajului.

Simbolul tipului este format dintr-o cifră sau din una sau mai multe litere; seria de dimensiuni se simbolizează prin două cifre. Mărimea alezajului se notează în simbolul rulmentului imediat după simbolul seriei astfel: pentru diametre pînă la 9 mm este o cifră care reprezintă diametrul în mm; pentru diametre între 10 și 17 mm se utilizează următoarele simboluri: 10 mm — 00; 12 mm — 01; 15 mm — 02; 17 mm — 03; pentru diametre între 20 și 495 mm inclusiv, simbolul constă din două cifre, care reprezintă diametrul împărțit prin 5; pentru diametre peste 495 mm, alezajul se simbolizează printr-un număr care este chiar diametrul care se desparte de simbolul alezajului printr-o linie oblică.

Exemplu de simbolizare: rulment radial cu bile pe un rînd (6), seria mijlocie-îngustă (03), diametrul interior 90 mm (18) — simbol 6318.

Simbolurile pentru clasele de precizie ale rulmenților sînt: PO — clasa de precizie cu toleranțe considerate normale (nu se include în simbolul rulmentului);

P6 — clasa de precizie cu toleranțe mai strînse decît cele normale;
P5 respectiv P4 — clase de precizie cu toleranțe mai strînse.

Dimensiunile principale ale rulmenților radiali și radial-axiali afectate de abateri sînt: diametrul interior și exterior, lățimea inelului interior și exterior, lățimea de montaj a rulmenților radial-axiali și paralelismul fețelor frontale ale inelului interior.

La rulmenții axiali sînt afectate de abateri, diametrul interior al inelului fix și diametrul exterior al inelului liber.

Pentru a asigura precizia de rotire a rulmenților se prevăd o seamă de abateri limită la precizia de rotire. Astfel, la rulmenții radiali și radial-axiali se prevăd abateri limită pentru:

a) bătaia laterală pe dorn a fețelor frontale ale inelului interior;
b) bătaia radială a inelului interior și exterior;
c) bătaia laterală a căii de rulare a inelului interior și exterior.

La rulmenții axiali se prevăd abateri limită pentru:

a) bătaia axială a căii de rulare;
b) bătaia radială a căii de rulare.

La diametrul interior și exterior se prevăd abateri limită atît la dimensiunea nominală cît și la diametrul mediu d_m,

$$d_m = \frac{d_{max} + d_{min}}{2}.$$

În STAS 5115-61 (*Rulmenți. Clase de utilizare*) sînt stabilite două clase de utilizare pentru rulmenți. Rulmenții din clasa de utilizare 1 se vor utiliza cu precădere, în timp ce rulmenții din clasa de utilizare 2 se vor evita pe cît posibil.

Sînt excluși de la folosire (numai cu aviz special S.I.C.R.) rulmenții oscilanți cu bile; rulmenții cu ace; rulmenții cu role înfășurate etc. (*Notă.* S.I.C.R. — Serviciul de îndrumare și control pentru rulmenți).

22.3. CLASIFICAREA RULMENȚILOR

22.3.1. **Introducere.** Rulmenții se pot clasifica din mai multe puncte de vedere. În tabelul 22.1 se indică o clasificare a rulmenților.

Din punct de vedere constructiv, rulmenții se clasifică după forma corpurilor de rulare (§ 22.2), după numărul rîndurilor de corpuri de rulare, după seria rulmentului și după forma suprafeței interioare a inelului exterior.

Rulmenții se construiesc cu unul sau două rînduri de corpuri de rulare și foarte rar cu mai multe rînduri.

La același diametru nominal interior, rulmenții pot avea diferite diametre exterioare, lățimi de inele și diametre ale corpurilor de rulare. Raportul între mărimile acestora și diametrul interior este indicat de către seria

Tabelul 22.1

Clasificarea rulmenților

- Rulmenți
  - După direcția sarcinii principale
    - radiali
    - radial-axiali
    - axial-radiali
    - axiali
  - După forma corpurilor de rulare
    - bilă
    - rolă
    - ac
    - rolă butoiaș
    - rolă conică
    - rolă înfășurată
  - După serie
    - suprauşoară
    - foarte uşoară
    - uşoară
    - mijlocie
    - grea
  - După forma suprafeței interioare a inelului exterior
    - cilindrică
    - sferică (oscilant)
    - conică

rulmentului. Astfel, STAS 1678-50 prevede următoarele serii : suprauşoară, foarte uşoară, uşoară, mijlocie, grea, nedeterminată, diametre anormale şi gabarite mici.

În figura 22.5 se indică o comparație între rulmenții din cele 3 serii uzuale (uşoară, mijlocie şi grea).

După forma suprafeței interioare a inelului exterior rulmenții se clasifică în :

— rulmenți la care suprafața interioară a inelului este cilindrică ;

— rulmenți oscilanți, la care suprafața interioară a inelului exterior este sferică ;

— rulmenți conici, la care suprafața interioară a inelului exterior este conică.

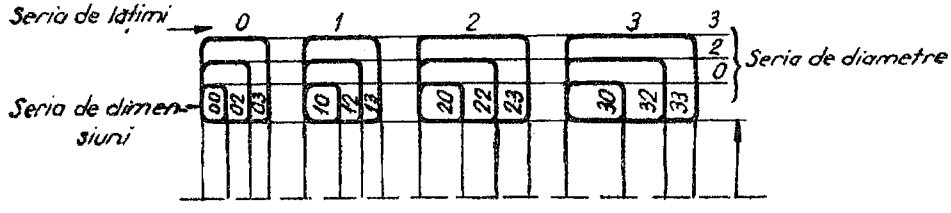


Fig. 22.5.

22.3.2. Rulmenții radiali cu bile sînt rulmenții cei mai răspîndiți (fig. 22.6). Pe lîngă sarcina radială pot prelua și o sarcină axială, care însă nu trebuie să depășească 70% din sarcina radială neutilizată. Rulmenții utilizați pentru sarcini axiale mari vor fi cu colivie masivă.

La acești rulmenți diametrul bilelor este $d_b \approx 0{,}3\,(D-d)$, iar numărul de bile $z \approx 2{,}9\,\frac{D+d}{D-d}$,

unde :

D este diametrul exterior al rulmentului ;

d — diametrul alezajului inelului interior.

Pentru a se asigura o rulare ușoară, raza canalelor de rulare r_c se ia ceva mai mare decît raza r_b a bilei : $r_c \approx 1{,}03\,r_b$.

Coliviile se execută de obicei din tablă prin presare, cele două jumătăți îmbinîndu-se prin nituire. Pentru viteze peste 15 m/s sau sarcini axiale mari se utilizează colivii masive din alamă, bronz, textolit, lignofol sau din materiale plastice poliamidice.

22.3.3. Rulmenții oscilanți. În cazul arborilor puțin rigizi (la care înclinarea geometrică a fusului în lagăr este pînă la 5.10^{-2} rad), cît și atunci cînd se admit imprecizii de montaj ale lagărelor se utilizează rulmenți oscilanți (fig. 22.7). Aceștia constau de obicei din două rînduri de bile sau role butoi, inelul exterior avînd calea de rulare sferică, iar cel interior două căi de rulare. Și acești rulmenți pot prelua sarcini axiale, care reprezintă însă numai 20% din sarcina radială neutilizată.

22.3.4. Rulmenții radiali cu role cilindrice (fig. 22.8) pot prelua la aceleași dimensiuni, sarcini cu 70% mai mari decît rulmenții cu bile. În schimb, nu pot prelua sarcini axiale. Rolele pot fi ghidate de către inelul interior (fig. 22.8, *a*), de inelul exterior (fig. 22.8, *b*), de către un inel și pe o parte de către celălalt inel și cîteodată ghidarea se produce în ambele inele.

Rulmenții radiali cu role se folosesc în special la sarcini cu șocuri, cele cu role scurte la viteze unghiulare mari, iar cele cu role lungi, la viteze unghiulare reduse. Pentru arborii mașinilor-unelte se utilizează rulmenți

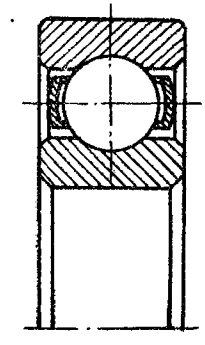


Fig. 22.6.

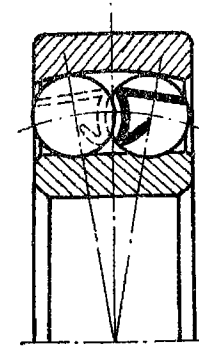


Fig. 22.7.

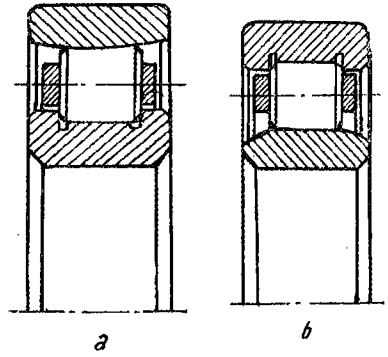


Fig. 22.8.

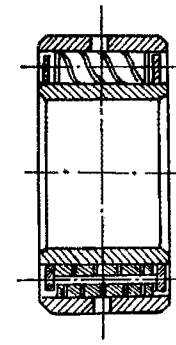


Fig. 22.9.

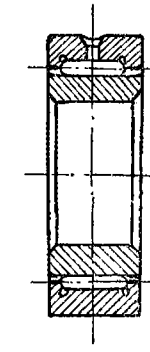


Fig. 22.10.

cu role cilindrice pe două rînduri, care datorită deformației mici sub sarcină asigură o conducere de mare precizie a arborilor. Ei se execută cu alezaj conic, astfel încît prin montare se poate realiza un joc prescris.

22.3.5. **Rulmenții radiali cu role înfășurate** (fig. 22.9), din cauza elasticității rolelor pot funcționa la încărcări cu șocuri puternice. Din cauza bolțurilor din role, frecarea de alunecare și uzura la acești rulmenți este însă mai pronunțată decît la celelalte tipuri de rulmenți.

22.3.6. **Rulmenți radiali cu ace** (fig. 22.10) au role subțiri și lungi (ace) și sînt fără colivie (de obicei) și cîteodată și fără inele. Rulmenții cu ace se folosesc atunci cînd se cere un gabarit radial redus. Nu preiau sarcini axiale. Viteza maximă 5 m/s, din cauza vitezei de alunecare dintre ace, rulmentul fiind de obicei fără colivie.

22.3.7. **Rulmenții radial-axiali** (fig. 22.11) se folosesc la sarcini radiale combinate cu sarcini axiale. Ei se construiesc cu bile cu cale de rulare adîncă, avînd $\beta = 12 \ldots 20°$ (fig. 22.11, *a*) sau cu umăr cît și cu role conice; la acestea din urmă, $\beta = 9 \ldots 18°$ (fig. 22.11, *b*). Montarea acestor rulmenți în perechi permite sporirea încărcării și duratei lor de funcționare. Cele cu role conice sînt adesea, în acest caz, rulmenți cu două rînduri de role.

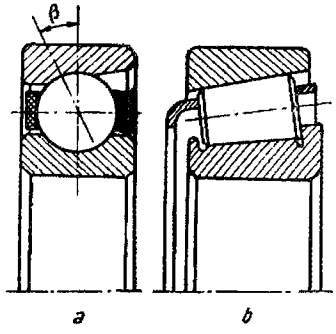


Fig. 22.11.

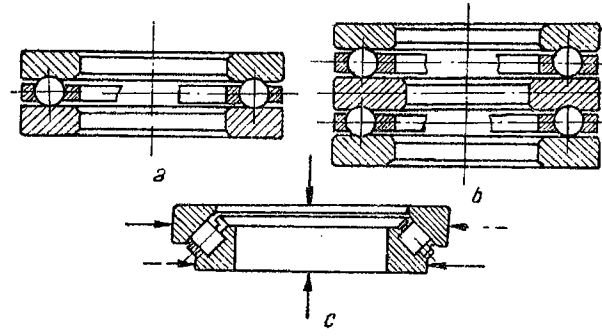


Fig. 12.12.

La rulmenții cu role conice se realizează la montare atît jocul radial, cît și cel axial. Deoarece acest joc este influențat de dilatarea termică a arborelui, distanța dintre rulmenți nu trebuie să fie mare.

22.3.8. **Rulmenții axial-radiali** se folosesc cînd sarcina axială este predominantă. Cele cu role butoi suportă sarcini axiale foarte mari și sarcini radiale care nu depășesc 15% din sarcina axială neutilizată. Cele cu role conice se execută cu un unghi $\beta = 25 \ldots 40°$.

22.3.9. **Rulmenții axiali** se folosesc numai la încărcări axiale (fig. 22.12). Ei sînt simpli cu un rînd de bile, cînd suportă sarcini într-un singur sens (fig. 22.12, *a*) sau dubli, pentru sarcini în ambele sensuri (fig. 22.12, *b*). La ultimul tip, inelul mijlociu este fixat cu strîngere pe fus și se rotește cu acesta. Rulmenții axiali cu role conice butoi (fig. 22.12, *c*) permit o deplasare relativă radială a celor două inele, ceea ce este important la fusuri supuse concomitent și la sarcini radiale. Rulmenții axiali nu se pot utiliza decît la viteze reduse, întrucît la viteze mari corpurile de rulare tind să se îndepărteze de axa rulmentului, din cauza forței centrifuge, ceea ce provoacă frecări suplimentare, încălzire, uzură și chiar înțepenirea rulmentului.

22.3.10. **Rulmenții secționați.** Se execută în ultimul timp forme noi de rulmenți pentru a obține unele avantaje, ca :

a) ușurarea montării ;
b) simplificarea tehnologiei de fabricație ;
c) mărirea durabilității ;
d) mărirea capacității de încărcare fără mărirea dimensiunilor.

Pentru realizarea primului deziderat s-au executat rulmenți radiali secționați (fig. 22.13).

Părțile componente ale inelelor secționate se fixează cu ajutorul a 4 cepuri de centrare, montate cîte două de o parte și de alta a fiecărui inel.

Acești rulmenți au o capacitate de încărcare mai mare, din cauza posibilității de montare a mai multor corpuri de rostogolire, montaj ușor, care evită zgîrierea fusului și frecare mai mică.

22.3.11. Se utilizează în prezent și **suprafețe de ghidare cu role sau bile** (fig. 22.14). Ele prezintă avantajul unei uzuri reduse și al unor randamente și precizii ridicate.

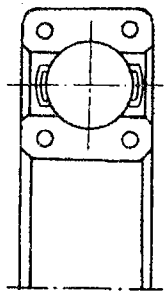


Fig. 22.13.

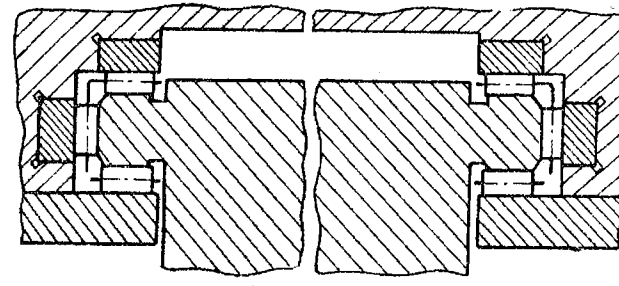


Fig. 22.14.

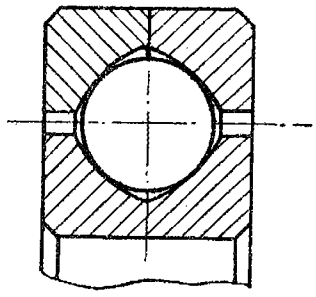


Fig. 22.15.

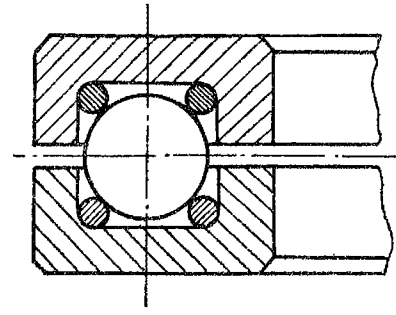


Fig. 22.16.

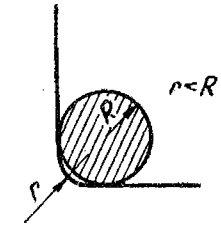


Fig. 22.17.

22.3.12. **La rulmenții cu patru puncte de contact între bile și inele** se utilizează canale cu două raze de curbură și cu centre deplasate (fig. 22.15).

Prin utilizarea unui inel exterior divizat se realizează posibilitatea reglării jocului radial din rulment. Aceasta asigură rulmentului și posibilitatea preluării atît de sarcini radiale, cît și de sarcini axiale. Totodată această soluție asigură o capacitate de încărcare cu 50% mai mare decît a rulmenților radiali de același gabarit, datorită numărului mai mare de bile care pot fi introduse între cele două inele.

22.3.13. **Rulmenții cu căi de rulare din sîrmă.** Execuția rulmenților mari este foarte scumpă. Inelele se deformează la călire, din care cauză trebuie lăsate adaosuri mari de rectificare. Rectificarea scumpă poate fi evitată prin folosirea inelelor necălite. Acești rulmenți au însă o capacitate de încărcare foarte mică în raport cu diametrul lor mare; de asemenea, la funcționare cu șocuri, calea de rulare se deformează plastic. Pentru evitarea acestor neajunsuri s-au introdus în ultimul timp rulmenți la care calea de rulare este formată din sîrmă dură de arc, așezată în canale din inele necălite.

In figura 22.16 este indicată o secțiune axială printr-un rulment cu bile pe sîrmă. În mod asemănător este construit și rulmentul pe sîrmă cu role. Inelele de sîrmă nu sînt închise, rostul servind pentru așezarea corectă a sîrmei în canal și pentru compensarea deformațiilor termice.

La rulmenții mari (ϕ 1 500 mm) inelele de sîrmă se execută din mai multe bucăți. Avînd în vedere numărul mare de corpuri de rulare, rostul nu reduce capacitatea portantă a rulmentului; pentru același scop, rosturile între capetele diferitelor inele de sîrmă sînt decalate. Canalele pentru așezarea sîrmelor se execută cu o rază mai mică decît raza sîrmei, pentru ca sîrma împinsă în canal să rămînă acolo datorită deformației canalului (fig. 22.17).

Reglarea jocului din rulmenți se poate rezolva prin împărțirea după generatoare a unuia sau a ambelor inele (fig. 22.16). Prin strîngerea părților divizate printr-o metodă adecvată se poate regla jocul necesar.

22.4. MATERIALUL ŞI TEHNOLOGIA DE FABRICAŢIE A RULMENŢILOR

Ca material pentru fabricarea rulmenţilor se utilizează la noi în ţară oţeluri standardizate în STAS 1456-50 sub numele de oţel Rul, care sînt oţeluri aliate avînd 0,9 ... 1,2% C, cu un conţinut în crom de 0,4% ... 1,65%; în cazul inelelor groase se adaugă şi mangan.

Pentru a se obţine o călire uniformă este necesar ca după recoacere carburile să fie distribuite fin în masa de metal. De asemenea este necesar ca să aibă deformaţii la călire foarte mici.

Inelele se execută prin forjare în matriţă (la cald sau rece); cîteodată inelele se taie din ţeavă. Inelele de dimensiuni mari se pot turna, după care se lărgesc prin rulare. Inelele se mai pot executa şi prin laminare continuă. Acest ultim procedeu are o productivitate foarte mare. El constă în introducerea pe dorn a unei ţevi încălzite cu CIF, într-un laminor cu trei valţuri profilate după forma inelelor pe o elice.

Prin coordonarea operaţiei de avans cu rotirea, laminorul debitează continuu inele gata calibrate, care nu necesită decît o prelucrare foarte redusă prin aşchiere.

După prelucrare inelele se călesc la 58 ... 66 HRC, după o încălzire la 820 ... 840 °C, în funcţie de grosimea inelului, duritatea scăzînd cu grosimea; urmează o revenire şi apoi rectificarea la dimensiuni finale (suprafeţele laterale ale inelelor, diametrul interior al inelului interior şi diametrul exterior al inelului exterior, cît şi căile de rulare). Urmează o demagnetizare şi o polizare (cîteodată).

Corpurile de rulare se presează în matriţă la cald sau la rece. După o recoacere se prelucrează prin aşchiere şi se şlefuiesc lăsînd un adaos. Bilele se călesc la o duritate de 60 ... 66 HRC, iar rolele la 56 ... 65 HRC. Duritatea bilelor se verifică prin recul. După călire se rectifică definitiv şi se polizează. Se verifică în instalaţii automate fiecare corp de rulare, pentru a nu avea defecte. Urmează apoi o sortare mecanică pînă la 2 μm şi chiar pînă la 0,2 μm, pentru ca într-un rulment, corpurile de rulare să difere cît de puţin, atît ca dimensiune cît şi ca duritate.

Colivia se execută de obicei din tablă de oţel prin ştanţare. Se execută şi colivii prin turnare de precizie din bronz şi alamă, cît şi colivii din material plastic.

Asamblarea rulmenţilor cu bile se face prin introducerea bilelor între cele două inele. Se verifică uşurinţa rulării şi apoi se montează colivia. Toate verificările pe care le necesită un rulment liber sau montat se execută conform STAS 4207-59. Se execută şi rulmenţi cu locaş pentru introducerea bilelor, în care caz numărul de bile poate fi mai mare şi ca urmare capacitatea de încărcare creşte cu 40%. După asamblarea rulmentului, acesta se marchează, se unge cu unsoare consistentă caldă şi se înveleşte în hîrtie uleiată în care se păstrează la loc uscat, pînă la utilizare.

In ultimii ani s-au realizat şi rulmenţi din materiale plastice (poliamide, poliesteri), care prezintă următoarele avantaje: permit toleranţe mai largi,

funcționează în condiții de coroziune.
însă neajunsul unei capacități portante reduse.

Se utilizează și rulmenți de oțel cu bile din poliamide, care au un coeficient de frecare foarte mic și o capacitate mare de amortizare.

Materialele plastice se folosesc și pentru executarea coliviilor, utilizîndu-se poliamide impregnate cu ulei în proporție de 25% din greutate. Asemenea rulmenți pot funcționa fără ungere și au o capacitate mare de amortizare.

Se mai construiesc și rulmenți din materiale ceramice pentru lagăre care funcționează fără lubrifiant sau unși cu apă, au greutate mică. Prezintă

22.5. CALCULUL RULMENȚILOR

22.5.1. Cauzele ieșirii din uz a rulmenților. La dimensionarea rulmenților trebuie să se țină seama de cauzele care duc la ieșirea din uz pentru a evita distrugerea rulmenților.

Principalele cauze de ieșire din uz a rulmenților sînt:

a) deformația plastică locală a suprafețelor de lucru (amprente);
b) ciupirea suprafețelor de lucru (*pitting*);
c) uzură abrazivă;
d) gripare;
e) ruperi ale inelelor sau corpurilor de rulare;
f) deformații datorită unor supraîncălziri;
g) oxidări ale suprafețelor inactive, care în condiții de vibrații duc la formare de gropițe.

Deformația plastică duce la pierderea preciziei de rotire, la creșterea zgomotului și a vibrațiilor. Fenomenul are loc în special la rulmenți care nu se rotesc sau au o mișcare oscilantă.

Rezistența de contact maximă admisibilă este pentru contactul inițial punctiform:

$$\sigma_{k\,max} = 5\,000 \ldots 6\,000 \text{ N/mm}^2,$$

iar pentru contact inițial liniar:

$$\sigma_{k\,max} = 3\,500 \ldots 4\,000 \text{ N/mm}^2.$$

Ciupirea (pitting) constă în formarea de gropițe pe căile și corpurile de rulare și reprezintă efectul oboselii stratului superficial supus la o solicitare variabilă de contact. Ea are ca urmare pierderea preciziei de rotire, zgomot, vibrații și creșterea rezistenței la rotire.

Ciupirea este influențată de următorii factori: mărimea și felul încărcării; forma corpurilor de rulare; numărul de cicluri; proprietățile fizice și caracteristicile mecanice ale materialelor; condiții de temperatură și coroziune; microgeometria suprafețelor în contact; prezența și calitatea ungerii.

Ea este principala cauză de scoatere din uz a rulmenților bine etanșați.

Uzura abrazivă reprezintă cauza ieșirii din uz a cel puțin 50% din rulmenți, ducînd la pierderea preciziei și creșterea zgomotului și vibrațiilor.

Fenomenul constă în desprinderea unor părticele mici de metal de pe suprafețele în mișcare datorită alunecării, coroziunii, efectului de desprindere datorit lubrifiantului și pătrunderii de praf și impurități în rulment, cît și filtrării insuficiente a uleiului.

Griparea se produce îndeosebi în cazul unei ungeri insuficiente și încărcări mari.

Ruperea pieselor reprezintă cel mai periculos tip de distrugere a rulmenților. Se datorește unor supraîncărcări, dar și unor defecte de material, tratament sau de montaj. Cel mai frecvent se rup colivriile, în special la rulmenți care lucrează cu strîngere inițială sau cu sarcini axiale.

Deformațiile datorite unor *supraîncălziri* se produc rar, în schimb *oxidările* și formarea de gropițe în urma desprinderii unor particule oxidate este un fenomen destul de frecvent mai ales la mașini ce funcționează în medii corosive.

Forța maximă preluată de un corp de rulare. Deoarece principalele cauze de ieșire din uz a rulmenților se datoresc încărcării și, ca urmare, presiunilor de contact dintre elementele de rulare și inele, calculul rulmenților se bazează pe formulele lui Hertz pentru contacte inițiale punctiforme [relația (1.9)], respectiv liniare [relația (1.14)]:

$$\sigma_{k\,max}=0{,}388\sqrt[3]{\frac{F_0E^2}{\rho^2}};\quad \sigma_{k\,max}=0{,}418\sqrt{\frac{F_0E}{l_r\rho}}, \tag{22.1}$$

unde:

F_0 este forța maximă ce revine pe un corp de rulare;

E — modulul de elasticitate echivalent;

ρ — raza de curbură echivalentă a suprafețelor în contact;

l_r — lungimea rolei.

In cazul general al contactului unei bile pe suprafețe cu raze de curbură diferite se utilizează pentru calculul solicitării de contact relația (1.10) — § 1.3.5.

Pentru a putea calcula presiunea de contact maximă dintre corpul de rostogolire și calea de rulare trebuie determinată forța maximă pe care o preia un corp de rulare. La rulmenți axiali în cazul sarcinii axiale centrice forța care acționează pe un corp de rulare este:

$$F_0=\frac{F_a}{kz}, \tag{22.2}$$

unde:

F_a este reacțiunea din lagăr;

z — numărul de corpuri de rulare;

k — coeficient de neuniformitate a repartizării sarcinii ($k\approx 0{,}8$).

In cazul rulmenților radiali, forța nu se repartizează uniform pe corpurile de rulare. Forța maximă F_0 ce acționează pe un corp de rulare se determină

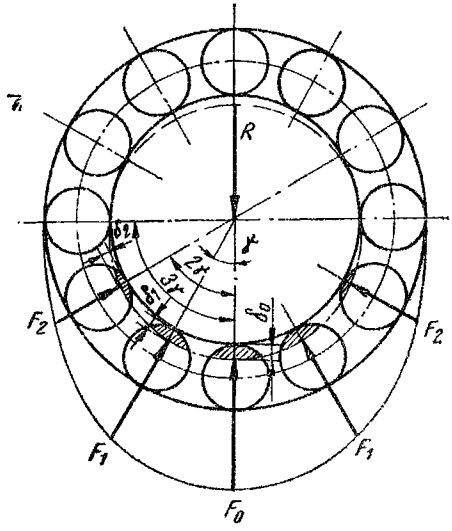


Fig. 22.18.

admițînd următoarele ipoteze simplificatorii : nu există joc radial între corpurile de rostogolire și inele ; corpurile de rostogolire sînt perfect egale, atît dimensional, cît și calitativ și deformația inelelor și a carcasei sînt neglijabile, ele deplasîndu-se doar datorită deformației de contact (hertziene) a corpurilor de rulare.

Scriind suma proiecțiilor forțelor pe direcția sarcinii exterioare, preluate de corpurile de rulare portante ale unui rulment se obține (fig. 22.18):

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos\gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \\ + \ldots + 2F_n \cos n\gamma. \qquad (22.3)$$

Pe baza ipotezelor de mai sus, din figura 22.18 rezultă :

$$\delta_1 = \delta_0 \cos\gamma\ ;\quad \delta_2 = \delta_0 \cos 2\gamma\ ;\ \ldots\ \delta_n = \\ = \delta_0 \cos n\gamma. \qquad (22.4)$$

În cazul rulmenților cu bile, pe baza datelor experimentale deformația de contact dintre bilă și inel este de forma :

$$\delta = cF^{2/3}, \qquad (22.5)$$

unde δ este deformația de contact (hertziană) a bilei ;
deci :

$$\delta_0 = cF_0^{2/3};\quad \delta_1 = cF_1^{2/3};\quad \ldots\ \delta_n = cF_n^{2/3},$$

sau :

$$\frac{\delta_1}{\delta_0} = \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^{2/3};\quad \frac{\delta_2}{\delta_0} = \left(\frac{F_2}{F_0}\right)^{2/3}. \qquad (22.6)$$

Din relațiile (22.5) și (22.6) rezultă :

$F_1 \cos\gamma = F_0 \cos^{5/2}\gamma$; $F_2 \cos 2\gamma = F_0 \cos^{5/2} 2\gamma$; $F_n \cos n\gamma = F_0 \cos^{5/2} n\gamma$.

Înlocuind aceste valori în relația (22.3) rezultă :

$$F_r = F_0\left(1 + 2\sum_{i=1}^{n} \cos^{5/2} i\gamma\right),$$

de unde :

$$F_0 = \frac{F_r z}{\left(1 + 2\sum_{i=1}^{n} \cos^{5/2} i\gamma\right) z} = \frac{K_b F_r}{z}, \qquad (22.7)$$

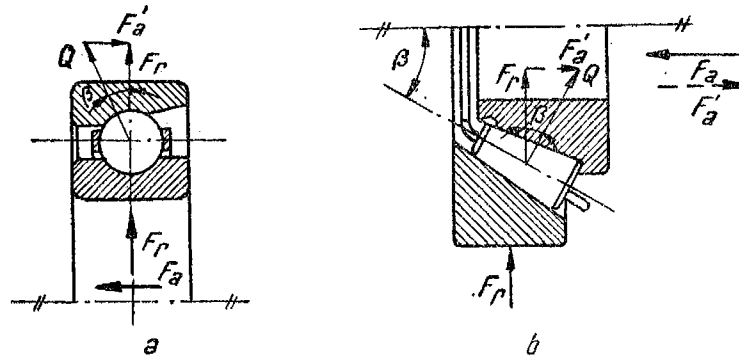


Fig. 22.19.

unde :

$$K_b = \frac{z}{1+2\sum_{i=1}^{n}\cos^{5/2} i\gamma}. \tag{22.8}$$

Pentru $z=10$; 15 ; 20 ; unghiul γ este respectiv 36° ; 24° ; 18°, la care corespunde $K_b=4{,}38$; 4,37 ; 4,36. Deoarece asupra repartiției sarcinii influențează și jocul radial, care face ca sarcina să crească cu 15 ... 20% și deci $K_b=5$, iar sarcina maximă pe bilă devine :

$$F_0 = \frac{5F_r}{z}. \tag{22.9}$$

La rulmenții oscilanți cu bile, ținînd seama de repartiția mai puțin uniformă a sarcinii pe bile, se ia $K_b=6$.

Pe baza unor raționamente analoage, ținînd seama că la contactul inel-rolă $\delta_0=c_rF_0'$ rezultă pentru rulmenții cu role $K_r=4$, care mărit cu 15% pentru a ține seama de creșterea încărcării maxime datorită jocului radial, rezultă :

$$F_0' = \frac{4{,}6F_r}{z}. \tag{22.10}$$

La rulmenții cu două rînduri de role cilindrice :

$$F_0' = \frac{5{,}2F_r}{z}. \tag{22.11}$$

În cazul rulmenților radial-axiali, forța radială care acționează pe fus produce și o încărcare axială $F_a'=F_r \operatorname{tg}\beta$ (fig. 22.19).

Forța normală pe bilă sau rolă este, în acest caz, ținînd seama și de forța axială (dacă aceasta există):

$$Q = \frac{F_a \pm F_a'}{z \sin\beta}. \tag{22.12}$$

22.5.3. **Capacitatea de încărcare statică a rulmenților.** La rulmenții care nu se rotesc sau se rotesc foarte lent ($\omega < 0{,}1$ rad/s) încărcarea este limitată de deformarea permanentă (plastică) a elementelor rulmentului.

Capacitatea de încărcare statică de bază a rulmentului se definește ca sarcina statică care provoacă o deformație permanentă de 10^{-4} din diametrul corpului de rostogolire în locul de contact cel mai încărcat dintre corpul de rostogolire și calea de rulare.

Deoarece deformația permanentă se datorește presiunii de contact maxime, aceasta se calculează cu relațiile (22.1), introducîndu-se raza de curbură echivalentă și forța $F_0(F_0')$.

Astfel, de exemplu, la rulmenții radiali cu role:

$$\sigma_{k\,max} = 0{,}418\sqrt{\frac{F_0' E}{l_r \rho}}, \tag{22.13}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r_r} + \frac{1}{R_r};$$

$$F_0' = \frac{4{,}6 F_r}{z};$$

unde:

r_r — raza rolei; l_r — lungimea rolei;

R_r — raza canalului de rulare din inelul interior (cazul mai defavorabil) și, ca urmare:

$$\sigma_{k\,max} \approx 600\sqrt{\frac{F_r}{z d_r l_r}} \ [\mathrm{N/mm^2}]. \tag{22.14}$$

Relația (22.14) ridicată la pătrat se poate scrie sub forma (conform STAS 7161-65):

$$C_0 = f_0 i Z l_r d_r \cos\alpha \ \ \mathrm{N}], \tag{22.15}$$

unde:

C_0 este capacitatea de încărcare statică a rulmentului;

i — numărul rîndurilor de role;

Z — numărul de role dintr-un rînd;

α — unghiul dintre direcția de acționare a sarcinii rezultante pe role și un plan perpendicular pe axa rulmentului;

$f_0 = 22$ (la rulmenți cu role cilindrice).

La rulmenții radiali cu bile, deoarece canalul de rulare are o dublă curbură (raza canalului r_c și raza inelului R_r) pentru calculul lui $\sigma_{k\,max}$ trebuie utilizată relația (1.10), prin care se ține seama de ambele raze de curbură. În acest caz, capacitatea de încărcare statică este (conform STAS 7161-65):

$$C_0 = f_0 i Z d_b^2 \cos\alpha \ \ [\mathrm{N}], \tag{22.16}$$

unde:

d_b este diametrul bilei;

$f_0 = 12{,}5$ (rulmenți radiali) și $f_0 = 3{,}4$ (rulmenți oscilanți);

i — numărul rîndurilor de bile;

Z — numărul de bile dintr-un rînd.

Capacitatea de încărcare statică se compară cu sarcina statică, care acționează asupra rulmentului în repaus. În cazul unor sarcini radiale și axiale care acționează simultan, se calculează sarcina statică echivalentă F_s, care reprezintă sarcina statică care ar provoca aceeași deformație permanentă ca și aceea care apare în condiții reale de încărcare.

La rulmenți radiali și radial-axiali cu bile sau role, sarcina echivalentă este:

$$F_s = X_0 F_r + Y_0 F_a, \tag{22.17}$$

unde:

F_r și F_a reprezintă sarcina radială respectiv axială;
X_0, Y_0 — coeficienți (STAS 7161-65).

Capacitățile de încărcare statice sînt indicate în cataloagele de rulmenți și în standarde.

22.5.4. **Durabilitatea și capacitatea de încărcare dinamică.** Prin durabilitatea unei grupe de rulmenți se înțelege numărul de cicluri pe care 90% din rulmenții cuprinși în grupă îl ating sau îl depășesc, fără ca să apară semne de oboseală superficială (ciupire).

Capacitatea de încărcare dinamică de bază se definește ca sarcina de valoare și direcție constantă la care o grupă de rulmenți aparent identici, cu inelul interior rotativ, iar cel exterior fix, atinge durabilitatea de un milion de rotații.

Fiind vorba de un fenomen de oboseală se poate scrie relația cunoscută, luînd drept număr de cicluri de bază $N_b = 10^6$ rot:

$$F_e^k N = C^k 10^6 = const. \tag{22.18}$$

și, ca urmare, durabilitatea unui rulment este:

$$N = \left(\frac{C}{F_e}\right)^k \cdot 10^6 \text{ [rot]}, \tag{22.19}$$

unde:

C este capacitatea de încărcare dinamică;
F_e — sarcina dinamică echivalentă;
$k = 3$ (rulmenți cu bile);
$k = 10/3$ (rulmenți cu role).

Sarcina dinamică echivalentă F_e este sarcina de valoare și direcție constantă la care un rulment cu inelul interior rotativ și cel exterior fix atinge aceeași durabilitate ca și în condiții reale de încărcare și funcționare.

Capacitatea de încărcare dinamică se indică în standarde și cataloage de rulmenți pentru fiecare tipo-dimensiune de rulment; există și formule empirice pentru calculul ei (STAS 7160-65).

Capacitatea de încărcare dinamică este valabilă pentru temperaturi de funcționare $t \leqslant 100$ °C.

Pentru temperaturi mai mari se reduce capacitatea de încărcare. De exemplu, pentru $t = 125$ °C se reduce cu 5%; pentru $t = 200$ °C cu 25%, iar pentru $t = 250$ °C cu 40%.

In cataloagele de rulmenți se indică de asemenea viteza unghiulară maximă pentru fiecare tipo-dimensiune de rulment.

Sarcina dinamică echivalentă (de calcul) se determină cu ajutorul relației :

$$F_e = XVF_r + YF_a, \tag{22.20}$$

unde :

X este un coeficient radial ;

Y — coeficient axial ;

V — coeficient de rotație (ține seama de faptul dacă inelul interior se rotește sau nu față de sarcină); la rulmenții axiali $V=1$.

Valorile coeficienților X, Y și V sînt indicate în STAS 7160-65.

La calculul sarcinii echivalente a doi rulmenți radial-axiali cu bile pe un rînd, montați pereche față în față (în X) sau spate în spate (în 0), ansamblul se consideră ca fiind un singur rulment radial-axial cu bile pe două rînduri.

In cazul a doi sau mai mulți rulmenți radiali sau radial-axiali montați pereche (în tandem) fiecare se calculează independent.

La rulmenții radial-axiali, datorită apăsării oblice a corpurilor de rulare asupra inelelor, sarcina radială provoacă o componentă axială suplimentară F'_a.

Din figura 22.19 se vede că $F'_a = F_r \operatorname{tg} \beta$ [în practică se ia $F'_a \approx \frac{F_r}{2Y}$, unde Y este coeficientul axial (STAS 7160-65)].

Aceste sarcini suplimentare se transmit arborelui și acționează asupra rulmentului pereche. Astfel pentru un arbore montat pe doi rulmenți radial-axiali, asupra căruia nu acționează forțe axiale, ci numai reacțiunile radiale din reazeme (fig. 22.20, cazul I) componenta axială a sarcinii radiale din rulmentul 1 (F'_{a1}) se va transmite prin arbore sub formă de forță exterioară rulmentului 2. In același mod componenta axială a sarcinii radiale din rulmentul 2 (F'_{a2}) se va transmite rulmentului 1. Sarcinile echivalente se vor calcula pentru acest caz cu relațiile

$$F_{e1} = X_1 V_1 F_{r1} + Y_1 F'_{a2}; \quad F_{e2} = X_2 V_2 F_{r2} + Y_2 F'_{a1}$$

Pentru cazul cînd $F'_{a2} > F'_{a1}$

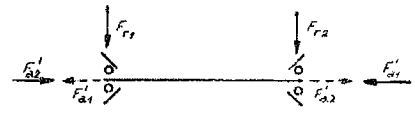
$$\frac{F'_{a1}}{V_2 F_{r2}} < \frac{F'_{a2}}{V_2 F_{r2}} \quad \text{și deci și} \quad \frac{F'_{a1}}{V_2 F_{r2}} < e \ (e - \text{STAS } 7160\text{—}65) \tag{22.21}$$

pentru care rezultă $X_2 = 1$ și $Y_2 = 0$.

In consecință sarcina echivalentă a rulmentului 2 se va scrie :

$$F_{e2} = V_2 F_{r2}$$

Dacă pe arbore lucrează o forță axială F_a ca în figura 22.20, cazul II, aceasta va încărca în plus lagărul 1. Relațiile de calcul sînt date în figura 22.20.



cu $F'_{a2} > F'_{a1}$

$\frac{F'_{a1}}{V_2 F_{r2}} < \frac{F'_{a2}}{V_1 F_{r1}}$ deci $\frac{F'_{a1}}{V_2 F_{r2}} < e$

$X_2 = 1 \; , \; Y_2 = 0$

$F_{e1} = X_1 V_1 F_{r1} + Y_1 F'_{a2} \; ; \; F_{e2} = V F_{r2}$

I.		$F_a = 0$ $F'_{a2} > F'_{a1}$	$F_{e1} = X_1 V_1 F_{r1} + Y_1 F'_{a2}$ $F_{e2} = V_2 F_{r2}$
II.		$F_a \neq 0$ $F'_{a2} > F'_{a1}$	$F_{e1} = X_1 V_1 F_{r1} + Y_1 (F'_{a2} + F_a)$ $F_{e2} = V_2 F_{r2}$
III.	a.	$F_a < F'_{a2} - F'_{a1}$ $F'_{a2} > F'_{a1}$	$F_{e1} = X_1 V_1 F_{r1} + Y_1 (F'_{a2} - F_a)$ $F_{e2} = V_2 F_{r2}$
	b.	$F_a = F'_{a2} - F'_{a1}$ $F'_{a2} > F'_{a1}$	$F_{e1} = V_1 F_{r1}$ $F_e = V_2 F_{r2}$
	c.	$F_a > F'_{a2} - F'_{a1}$ $F'_{a2} > F'_{a1}$	$F_{e1} = V_1 F_{r1}$ $F_{e2} = X_2 V_2 F_{r2} + Y_2 (F'_{a1} + F_a)$

Fig. 22.20.

Dacă forța axială de pe arbore F_a, are sensul din figura 22.20, cazul III există trei posibilități :

a) $F_a < F'_{a2} - F'_{a1}$ — în acest caz forța F_a descarcă parțial de sarcina axială lagărul 1. Sarcina axială pentru lagărul 1 va fi $F'_{a2} - F_a$.

b) $F_a = F'_{a2} - F'_{a1}$ — forța F_a a descărcat lagărul 1 de sarcina axială suplimentară. În fiecare lagăr va acționa doar componenta axială proprie.

c) $F_a > F'_{a2} - F'_{a1}$ — forța F_a încarcă rulmentul din lagărul 2. Sarcina axială pentru lagărul 2 va fi : $F'_{a1} + F_a$.

În cazul rulmenților care lucrează în regim nestaționar calculul se execută pentru o încărcare de calcul F_c. Dacă rulmentul lucrează t_i ore cu diferite încărcări F_i, atunci forța echivalentă este :

$$F_c = \left[\frac{\sum_{i=1}^{n} (F_i^3 t_i)}{\sum_{i=1}^{n} t_i} \right]^{1/3} \qquad (22.22)$$

22.6. MONTAREA ȘI DEMONTAREA RULMENȚILOR. SCHEME CONSTRUCTIVE DE SUBANSAMBLURI CU RULMENȚI

Funcționarea în bune condiții a unui ansamblu cu rulmenți depinde în mare măsură de corectitudinea montajului, ceea ce impune respectarea următoarelor condiții :

a) lagăre (carcase) suficient de rigide, pentru a se evita deformarea acestora sub acțiunea încărcărilor ;

b) coaxialitatea locașurilor din carcase ;

c) posibilitatea dilatării libere în sens axial al arborelui ;

d) etanșare și ungere corespunzătoare.

De obicei, inelul interior este rotitor și deci se fixează prin strîngere pe arbore, în sistemul alezaj unitar, utilizîndu-se pentru fus abaterile *sa*2 sau *sb*2. Se folosesc cîteodată și abaterile *ta*2, *tb*2 (*tb*1), *tc*2 (*tc*1).

Cînd inelul interior este fix și cel exterior rotitor, se folosesc abaterile jd2 și je2. În cazul montării rulmentului pe bucșe conice, fusul se execută cu abaterile je4 și je5.

La aceste ajustaje cu rulmenți trebuie avut în vedere că abaterile alezajului inelului interior nu sînt în sensul creșterii alezajului (cum este de obicei la sistemul alezaj unitar), ci în sensul micșorării alezajului, ceea ce are ca urmare că se obțin strîngeri mai mari decît în sistemul de toleranțe standardizate.

Montarea rulmentului în carcasă se face după sistemul arbore unitar, cu ajustaje intermediare, carcasa avînd abaterile TA2, TB2, TC2 și TD2 ; cîteodată se utilizează și abaterile JE2 și JD2.

Modul de notare a ajustajelor rulmenților este :

— ajustajul rulment-fus :
KB/jd2 ; KB/je2 ; KB/tc1 ; KB/sa2 etc. ;

— ajustajul rulment-locaș :
JD2/hB ; JE2/hB ; SA2/hB.

La rulmenții axiali, inelul mobil se montează cu strîngere, iar inelul fix cu joc.

În cataloagele de rulmenți se indică valorile ajustajelor corespunzătoare rulmenților fabricați în Republica Socialistă România.

Strîngerea axială a rulmentului nu poate înlocui ajustajul de strîngere.

Locul de montaj al rulmentului pe arbore trebuie să fie prelucrat cu îngrijire și verificat dacă se înscrie în toleranțele prescrise atît dimensional, cît și ca ovalitate și conicitate. Totodată trebuie verificat umărul fusului și raza de racordare, ca rulmentul să se sprijine pe umăr și nu pe suprafața de racordare, în care caz el se poate așeza înclinat.

Rulmenții se pot monta la rece prin presare cu dispozitive sau prin batere cu ciocanul prin intermediul unui tub de cupru, care se aplică pe inelul interior al rulmentului. *Nu se va lovi nici într-un caz rulmentul direct cu ciocanul.* Rulmenții mai mari se încălzesc înainte de montaj într-o baie de ulei de 70 . . . 80 °C.

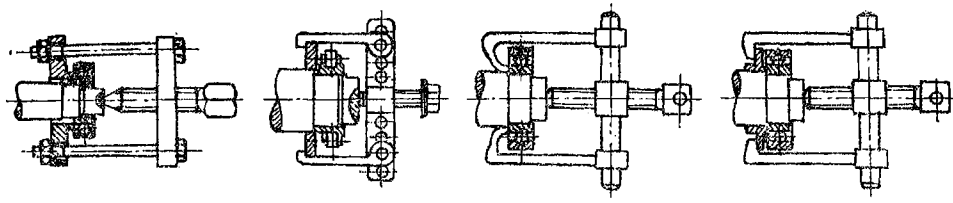


Fig. 22.21.

Pentru demontarea rulmenților se folosesc de obicei dispozitive cu gheare și șurub (fig. 22.21).

Încă de la proiectare trebuie luate măsuri care să permită montarea și demontarea cu ușurință a rulmenților. Astfel, se va lăsa loc ca să poată fi prins inelul interior de ghearele dispozitivului; se vor utiliza arbori în trepte etc.

Dacă un arbore e montat pe mai mulți rulmenți, numai la un singur rulment se fixează atît inelul interior, cît și inelul exterior; la ceilalți, inelul exterior nu este fixat în direcție axială. Această măsură este necesară pentru a evita solicitările din rulment, datorită variației temperaturii. Din același motiv, pe un arbore nu poate fi montat decît un singur rulment axial.

Rulmenții oscilanți se montează adesea pe bucșe conice strînse cu piulițe, bucșe de strîngere (fig. 22.22, *a*) sau bucșe de extracție (fig. 22.22, *b*).

Trebuie evitate atît strîngerile insuficiente, care duc la rotirea inelului pe arbore, deci la o uzură a acestora, cît și strîngerile exagerate, care duc la întepenirea corpurilor de rulare, provocînd distrugerea rulmentului. Din acest punct de vedere prezintă pericol și locașurile din două jumătăți cu joc a căror strîngere poate provoca ovalizarea rulmentului.

Nu este permisă montarea rulmenților pe arbore pe bucșe filetate, întrucît acestea nu asigură precizia corespunzătoare (fig. 22.23).

Rulmenții radial-axiali și axial-radiali se montează perechi pentru compensarea componentei axiale, datorite sarcinii radiale (fig. 22.24).

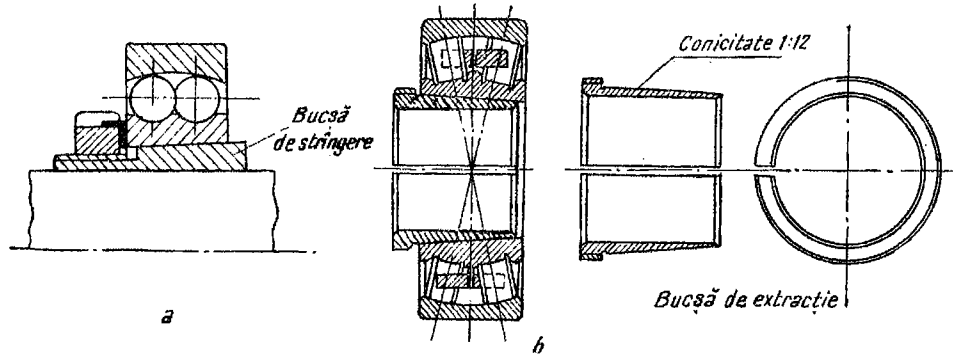


Fig. 22.22.

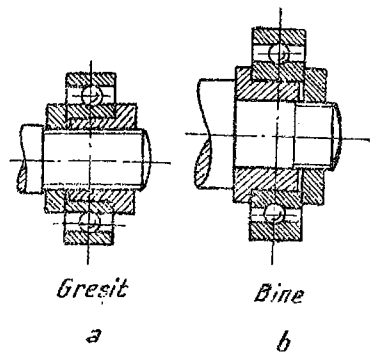


Fig. 22.23.

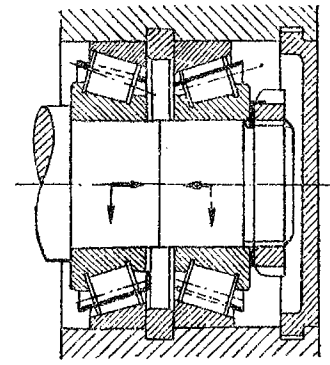


Fig. 22.24.

Jocul din rulmenții conici se reglează la montaj ; rulmenții conici cu două rînduri de role conice nu necesită o reglare a jocului la montaj.

O problemă importantă o reprezintă *rigiditatea rulmenților*. În mărimea deformației totale a unui arbore montat pe rulmenți, deformațiile rulmenților sînt de același ordin de mărime ca și ale arborelui. În cazul construcțiilor unde rigiditatea joacă un rol hotărîtor (mașini-unelte, roți dințate în consolă etc.), va trebui să se găsească soluții pentru mărirea rigidității rulmenților.

Dintre rulmenți, cea mai mare rigiditate o au rulmenții cu role cilindrice, rulmenții cu două rînduri de role cilindrice și alezaj conic și în special rulmenții cu două rînduri de role conice în O.

Rigiditatea rulmenților poate fi mărită prin strîngerea lor inițială, ceea ce are ca urmare comprimări inițiale ale corpurilor de rulare. Deoarece deformațiile corpurilor de rulare nu cresc liniar cu sarcina, ci cu creșterea sarcinii deformațiile cresc mai puțin datorită creșterii suprafeței de contact a corpurilor de rulare, crește și rigiditatea rulmentului.

Strîngerea inițială se poate realiza prin deplasarea axială reciprocă a inelelor rulmentului (fig. 22.25). Aceasta se poate obține cu ajutorul unor piulițe sau a unor arcuri, cu inele de distanțare de dimensiuni diferite (fig. 22.26) sau prin rectificarea frontală corespunzătoare a inelelor rulmenților.

O mărire exagerată a forței inițiale de strîngere nu este indicată, căci duce la creșterea uzurii rulmentului și deci la reducerea durabilității sale, prezentînd totodată pericol de rupere a inelelor sau coliviei.

Jocul din rulmenți este de două feluri : radial și axial. Din punctul de vedere al situației rulmentului, jocul poate fi : inițial (în stare nemontată), de montaj (după montare) și de funcționare (sub sarcină la temperatura de regim).

La cei mai mulți rulmenți jocul inițial este realizat în uzina producătoare ; la rulmenții radial-axiali și axiali jocul se realizează la montaj (nu există joc inițial).

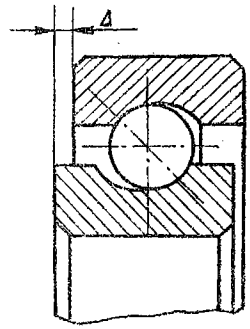


Fig. 22.25.

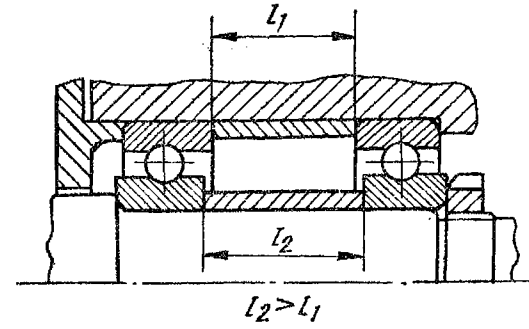


Fig. 22.26.

Jocul de montaj care este mai mic decît cel inițial (datorită ajustajelor dintre rulment și arbore, respectiv dintre rulment și alezajul din carcasă), se alege în funcție de condițiile de funcționare ale rulmentului. De exemplu, la arborii de mașini-unelte unde se impun precizii de rotire ridicate, jocurile de montaj vor fi mici.

Jocul de funcționare este egal cu cel de montaj la care se adaugă o creștere a jocului datorită deformației de contact și se scade deformația termică rezultată din încălzirea inegală a celor două inele (inelul exterior are condiții de răcire mai bune decît cel interior și deci între ele există o diferență de temperatură de 5 ... 10 °C).

În subansamblurile cu rulmenți se utilizează o serie de piese auxiliare, ca : bucșe conice, de strîngere și de extracție (fig. 22.22), capace (fig. 22.27), dispozitive de etanșare (§ 20.4) și de ungere (§ 20.3).

De obicei, rulmenții se fixează axial, în special cînd acționează și forțe axiale. În figura 22.28 se indică o seamă de mijloace de fixare axială a inelului interior.

Soluția *a* se utilizează dacă inelul exterior se reazemă de un umăr din carcasă sau din capac ; soluția *b* (inel-elastic) se utilizează cînd există sarcini axiale mici acidentale ; soluția *c*, șaibe frontale, se folosesc la capete de arbore, cînd reduc lungimea acestuia ; piulițe de blocare (fig. 22.28, *d*) la sarcini axiale mari ; bucșele de strîngere (fig. 22.22, *a*) prezintă avantajul că nu necesită o precizie ridicată a fusului și nici umăr la arbore, în schimb, rulmenții ne-

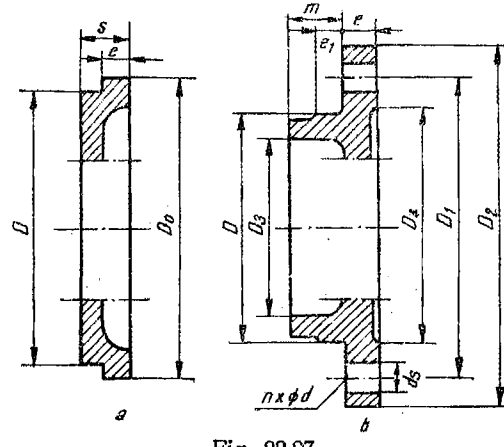


Fig. 22.27.

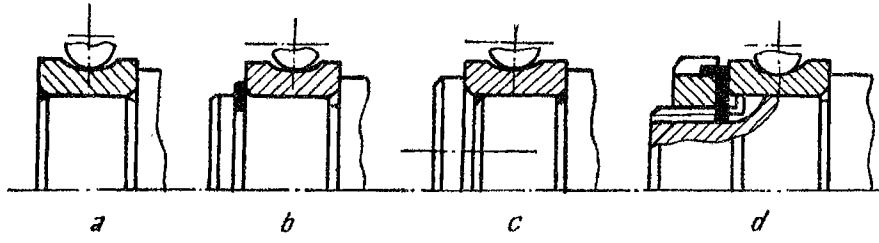


Fig. 22.28.

cesită un alezaj conic; bucșele de extracție (fig. 22.22, *b*) permit o demontare ușoară a rulmentului.

Fixarea axială a inelului exterior se execută cu unul din următoarele mijloace (fig. 22.29):

Umeri sau capace (fig. 22.29, *a* și *d*); pentru fixare în ambele sensuri se utilizează umăr și capac (fig. 22.29, *b* și *c*); gulere de sprijin pe inelul exterior (fig. 22.29, *d*) simplifică construcția; inele elastice (fig. 22.29, *f* și *g*); capace interioare, în cazul lagărelor divizate (fig. 22.29, *e*).

În figura 22.30 și figura 22.31 se indică două scheme de montare a unui arbore pe rulmenți. În schema din figura 22.30, un rulment fixează arborele în ambele sensuri, iar al doilea este montat cu ajustaj alunecător sau cu joc în carcasă și distanțat față de capac (lagăr mobil).

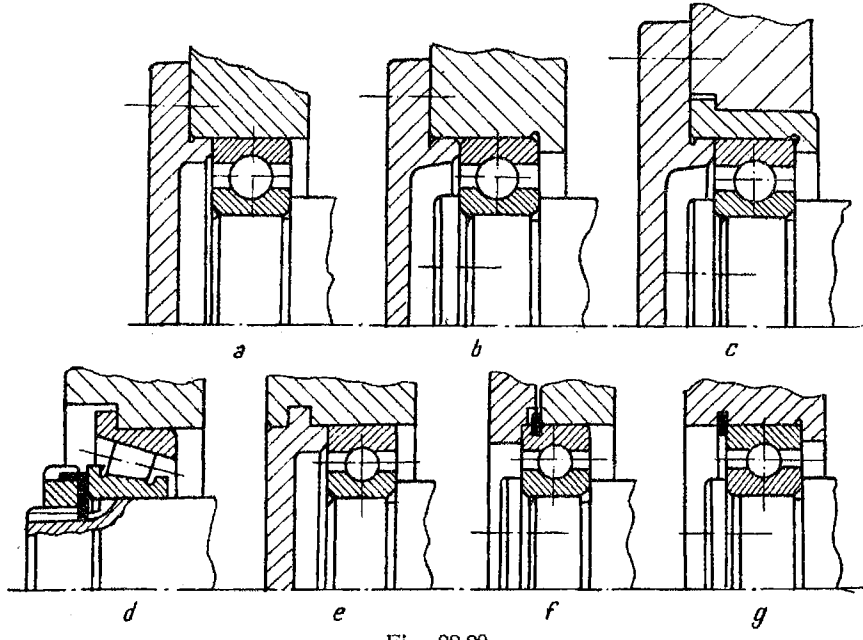


Fig. 22.29.

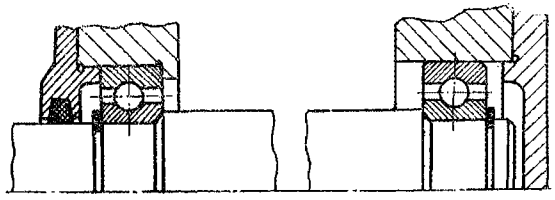


Fig. 22.30.

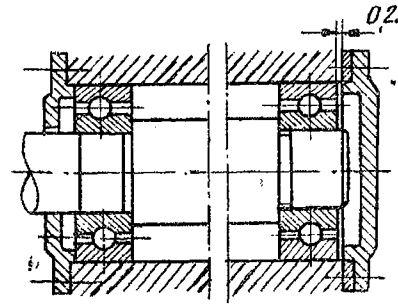


Fig. 22.31.

În figura 22.31 este indicat un montaj la care fiecare rulment fixează axial arborele într-un singur sens.

Primul montaj permite toleranțe mai largi în lungime pentru poziția rulmenților ; al doilea montaj cere o precizie mai mare, în schimb permite alezarea dintr-o singură trecere.

La montarea pieselor în consolă trebuie asigurată o distanță minimă între reazeme (fig. 22.32). Se impune condiția $\frac{b}{a} \geqslant 2{,}5$. În figura 22.32 se vede că montajul conform variantei *b* este mai avantajos decît cel conform variantei *a*, întrucît la aceeași lungime de arbore raportul $\frac{b}{a}$ este mai mare.

Pentru vagoane se utilizează de obicei rulmenți oscilanți cu role-butoi, montați cîte doi într-un lagăr. Pentru încărcări ușoare se utilizează și rulmenți cu role. Pentru locomotive se utilizează rulmenți cu role conice. Se preferă utilizarea de bucșe conice pentru montaj (fig. 22.22), întrucît în acest caz se poate admite o prelucrare mai puțin pretențioasă a fusurilor.

La montarea reductoarelor cu angrenaje cilindrice există o gamă foarte largă de variante constructive, în funcție de direcția sarcinii și mărimea ei.

În general se recomandă evitarea rulmenților oscilanți, pentru că se impune utilizarea de arbori rigizi și o coaxialitate suficientă a lagărelor.

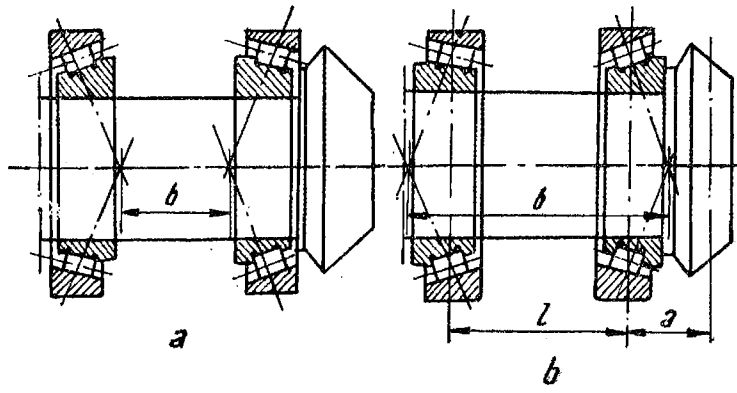


Fig. 22.32.

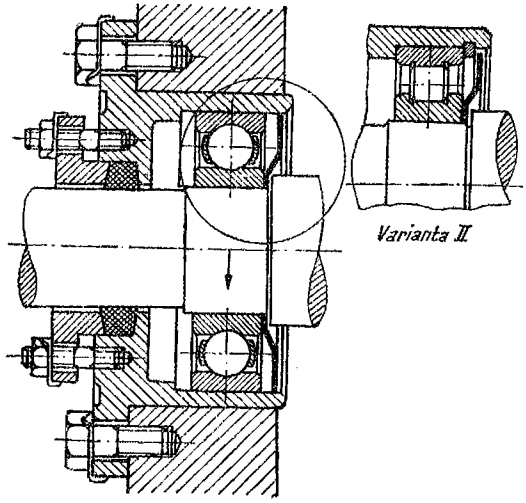


Fig. 22.33.

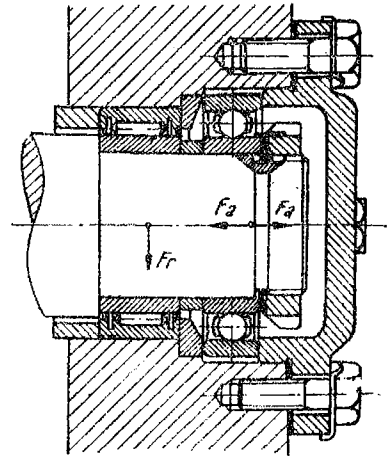


Fig. 22.34.

La montarea roților dințate conice în consolă, în afara soluțiilor indicate în figura 22.32 se pot utiliza combinații de doi rulmenți radial-axiali cu bile, un rulment radial cu bile sau role și un rulment oscilant etc.

La montarea melcilor, într-un reazem se utilizează de obicei un rulment radial (cu bile sau role), iar în celălalt, doi rulmenți radial-axiali cu bile sau role conice sau o combinație de rulment radial și rulment axial (în special la sarcini mari).

Adesea se utilizează bucșe speciale (în formă de pahar) pentru montarea rulmenților (fig. 22.33).

In figura 22.34 este indicat un montaj combinat de rulment cu ace și rulment radial.

In figura 22.35 este indicat montajul unui arbore vertical supus la sarcini axiale și radiale.

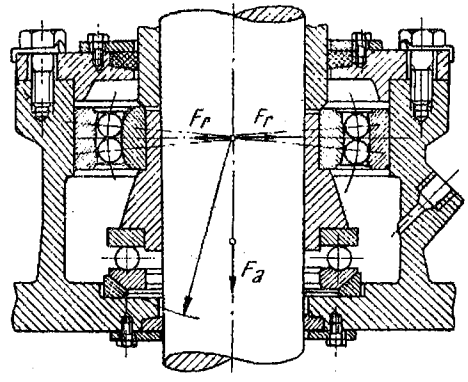


Fig. 22.35.

22.7. UNELE PROBLEME PRIVIND EXPLOATAREA LAGĂRELOR CU RULMENȚI

Pierderile prin frecare din lagărele cu rulmenți se datoresc următoarelor cauze:

a) histerezei elastice datorite frecării de rostogolire;

b) frecării de alunecare dintre corpurile de rulare și colivie;

c) frecărilor suplimentare de alunecare datorite inexactităților de execuție (abaterea suprafețelor de contact de la axele momentane ale mișcării de rostogolire);

d) frecării cu lubrifiantul și cu elementele de etanșare;

e) rezistențelor unor corpuri străine.

Pierderile prin frecare se pot reduce prin mărirea jocului din rulment (rulmenți fără pretensionare), prin mărirea preciziei rulmentului, prin ungere prin injecție, prin etanșare bună (însă fără contact direct).

Momentul de frecare se calculează cu relația:

$$M_f = \mu F_c \frac{d}{2} \text{ [N mm]}, \tag{22.23}$$

unde:

d este diametrul alezajului rulmentului;

F_c — încărcarea de calcul (relația 22.22);

μ — coeficient de frecare convențional (de calcul).

Puterea pierdută prin frecare pentru o încărcare oarecare este:

$$P_f = 10^{-6} M_f \omega \text{ [kW]}. \tag{22.24}$$

Coeficientul de frecare de calcul variază nu numai cu tipul rulmentului, dar și cu dimensiunea lui, putîndu-se calcula cu relația empirică aproximativă:

$$\mu \approx 2{,}8 \left(1 + \frac{D_m}{d_b}\right) \frac{y}{d}, \tag{22.25}$$

unde:

D_m este diametrul mediu $\left(D_m = \frac{D+d}{2}\right)$;

d_b — diametrul corpului de rulare;

d — diametrul alezajului rulmentului;

y — coeficientul de frecare de rostogolire;

$y = (5 \ldots 10)\ 10^{-3}$ [mm].

Ungerea are drept scop, pe lîngă reducerea frecării și a zgomotului evitarea coroziunii, evacuarea căldurii, etanșarea. La ungerea cu unsoare, la mers în gol pierderile prin frecare sînt de 2,5 ori mai mari decît la ungerea cu ulei. Cu creșterea încărcării și deci și a încălzirii, diferența dintre pierderile la ungerea cu unsoare și ulei se reduc.

Se utilizează unsoare consistentă pentru $d\omega_{max} < 3 \cdot 10^4$ (d — mm; ω — rad/s). Carcasa nu se umple decît 0,35 ... 0,5 din volum, pentru că în caz

contrar crește rezistența la rotire. La 3 luni o dată (sau mai bine pe bază de tabele conform catalogului de rulmenți) se adaugă unsoare. O dată pe an se spală lagărul și se schimbă unsoarea.

Rulmenții care lucrează la turații mari se ung de obicei cu ulei prin picurare. La viteze unghiulare mari ($\omega > 1\,000$ rad/s) există pericolul spumegării uleiului; se recomandă a se unge cu ulei sub formă de ceață.

Rulmenții utilizați în mecanica fină se recomandă a se unge prin injectare cu ulei dizolvat într-un solvent (de exemplu tetraclorură de carbon).

Dacă intră impurități în carcasa rulmentului, rulmentul trebuie demontat și spălat. Dacă rulmentul „fluieră", înseamnă că nu are ungere suficientă. Dacă „huruie" înseamnă că au pătruns impurități în carcasă.

Pentru reducerea zgomotului, lucru deosebit de important în unele cazuri, se pot utiliza rulmenți cu colivii de nailon și căi de rulare superfinisate.

O condiție esențială pentru buna funcționare a rulmenților este etanșarea, pe de-o parte pentru a nu pierde lubrifiantul, pe de altă parte, ca să evite intrarea prafului, apei etc. în carcasă. Pentru etanșare se folosesc diferite dispozitive (v. § 20.4). Există și rulmenți cu etanșare proprie.

În cazul ungerii cu ulei, nivelul uleiului din carcasă nu trebuie să depășească mijlocul bilei inferioare.

23. CUPLAJE

23.1. DEFINIȚIE. CLASIFICARE. DOMENII DE UTILIZARE

Cuplajele sînt organe care servesc la legarea între ei a doi arbori cap la cap, astfel încît mișcarea de rotație să fie transmisă direct de la un arbore la altul. Cuplajele mai servesc la îmbinarea arborelui cu unele piese libere de pe arbore, ca elemente de siguranță într-un lanț cinematic, cît și ca elemente limitatoare de moment, viteză sau sens.

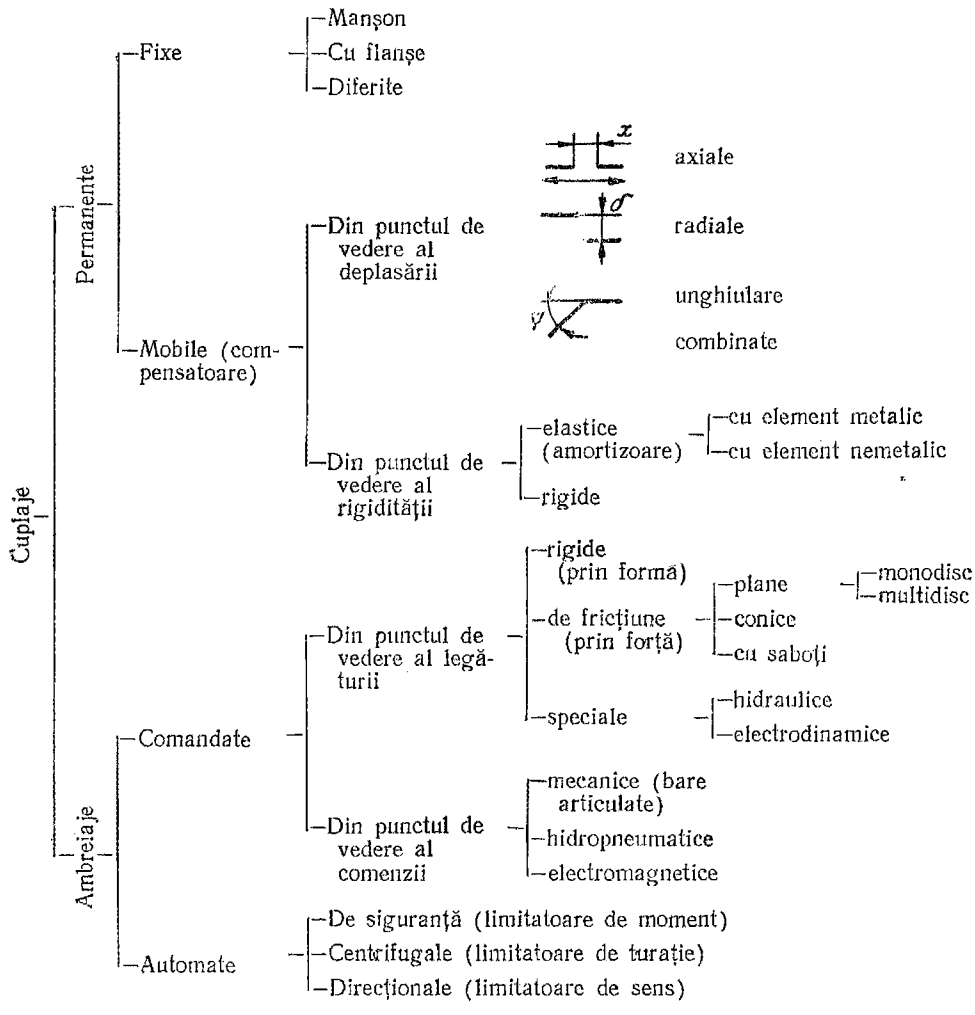
Clasificarea cuplajelor este prezentată în tabelul 23.1 (STAS 7082-64).

Tipul cuplajului se alege în funcție de condițiile sale de lucru. În cazul îmbinării fixe a arborilor, în așa fel încît cei doi arbori să lucreze ca unul singur, se utilizează cuplaje fixe. Dacă legătura trebuie să asigure posibilitatea unei abateri de la coaxialitate se utilizează cuplajele mobile, numite și cuplaje compensatoare. Aceste cuplaje pot fi rigide, cînd momentul de torsiune este transmis de la un arbore la celălalt prin intermediul unor elemente rigide, care transmit în același timp și șocurile; sau elastice, în construcția cărora intră elemente elastice, care amortizează șocurile.

Dacă decuplarea sau cuplarea celor doi arbori sau a unor piese montate pe arbore trebuie să aibă loc în timpul funcționării fără oprirea mașinii, atunci se utilizează cuplajele intermitente (ambreiaje), care pot fi cu grife (rigide) sau cu frecare, cînd puterea se transmite de la un arbore la celălalt, datorită frecării.

Tabelul 23.1

Clasificarea cuplajelor



Cînd este necesar ca mărimea momentului de torsiune transmis prin cuplaj să fie limitată, se utilizează ambreiajele de siguranţă; cînd trebuie limitată viteza, se folosesc ambreiajele centrifugale, iar cînd trebuie limitată direcţia de rotire, se utilizează ambreiajele direcţionale.

In afara tipurilor de cuplaje enumerate există şi alte tipuri de cuplaje la care între cei doi arbori este o legătură hidraulică sau electrică: aceste cuplaje se numesc cuplaje hidraulice sau electrodinamice. Calculul şi con-

structia lor nu intră în studiul organelor de mașini, ele studiindu-se la materia de specialitate respectivă.

Pe lîngă siguranță în serviciu, se cere cuplajelor să fie ușoare și compacte; demontarea cuplajului să se facă fără demontarea întregii mașini. Cuplajele pentru arbori cu viteză unghiulară mare trebuie să fie echilibrate static și dinamic. La unele tipuri de cuplaje (de exemplu la ambreiaje) trebuie asigurate condiții de încălzire și uzură reduse.

Principalele caracteristici constructive ale cuplajelor sînt: gabarit, greutate, moment de inerție și momentul $\left(\text{respectiv } \frac{P}{\omega}\right)$ care se poate transmite prin cuplaj.

Datorită faptului că acesta reprezintă un organ de mașină independent, standardizarea cuplajelor este dezvoltată (un mare număr de tipuri de cuplaje este standardizat sau tipizat).

Deoarece momentul de torsiune transmis prin cuplaje nu este în general constant, iar calculele se execută considerînd un moment de torsiune mijlociu, pentru a ține seama de variația momentului de torsiune se introduce un coeficient de majorare a momentului de torsiune $k=k_1, k_2$; k_1 fiind coeficientul de importanță a cuplajului, iar k_2, coeficientul de regim de funcționare. În tabelele 23.2 și 23.3 se indică valorile acestor coeficienți (conform STAS 870-65, STAS 5982-66 etc.), ca urmare momentul de torsiune de calcul este:

$$M_{tc}=kM_t=k_1k_2M_t\,. \tag{23.1}$$

Tabelul 23.2

Coeficientul de importanță a cuplajului k_1

Importanța transmisiei	k_1
Ruperea cuplajului provoacă:	
— oprirea mașinii	1
— avarierea mașinii	1,2
— avarierea mai multor mașini	1,6
— victime omenești	2,0

Tabelul 23.3

Coeficientul de regim k_2

Regim de funcționare	k_2
Regim liniștit al unor mecanisme uniform solicitate	1
Funcționarea unor mecanisme neuniform solicitate	$1<k_2<1{,}6$
Regim de lucru greu cu șocuri în mecanisme solictiate neuniform	$1{,}6<k_2<2{,}5$

23.2. CUPLAJE FIXE

23.2.1. Cuplaje manşon. *Cuplajul cu manşon nedivizat* este unul dintre cele mai simple cuplaje fixe. Este compus dintr-un manşon cilindric, de obicei de fontă, în care se fixează capetele celor doi arbori cu ajutorul unor pene longitudinale (fig. 23.1) sau transversale (fig. 23.2). Se foloseşte la arbori avînd diametrul pînă la 125 mm şi viteze unghiulare reduse.

Acest cuplaj prezintă dezavantajele unei centrări dificile a celor doi arbori şi dificultăţi de montaj datorită necesităţii deplasării axiale a unui arbore, la montare şi demontare.

Calculul manşonului în cazul utilizării penelor transversale sau a unor ştifturi se execută cu relaţia :

$$M_{tc} = \frac{\pi}{16}\left[\frac{(d+2\delta)^4 - d^4}{d+2\delta}\right]\tau'_{at}, \qquad (23.2)$$

unde τ'_{at} este rezistenţa admisibilă a manşonului la torsiune. Celelalte simboluri rezultă din figuri.

Din condiţia capacităţii portante egale a arborelui şi a manşonului rezultă :

$$\frac{\pi d^3}{16}\tau_{at} = \frac{\pi}{16}\left[\frac{(d+2\delta)^4 - d^4}{d+2\delta}\right]\tau'_{at} \qquad (23.3)$$

şi admiţînd $\tau_{at} = (2{,}5 \ldots 3{,}5)\ \tau'_{at}$
se obţine : $\delta = (0{,}4 \ldots 0{,}5)\ d$

Penele longitudinale se aleg din STAS corespunzătoare arborilor care se îmbină.

La cazul îmbinării cu pene transversale (ştifturi), acestea se calculează cu relaţiile din § 5.2.3.

Dacă ştiftul s-ar calcula luînd τ_{af} la limita de rupere, s-ar obţine un cuplaj de siguranţă (v. § 23.4.4).

Cuplajul-manşon (STAS 870-65 — cu manşon secţionat) constă din două semimanşoane îmbinate cu şuruburi (fig. 23.3). Fiind din două jumătăţi, decuplarea arborilor (demontarea cuplajului) se poate face fără deplasarea axială a arborilor, ceea ce nu-i posibil la cuplajul cu manşon dintr-o bucată.

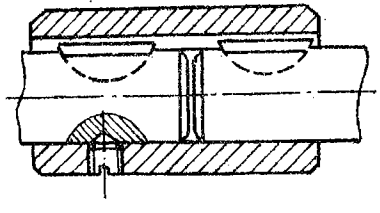


Fig. 23.1.

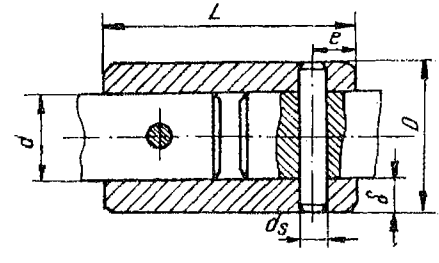


Fig. 23.2.

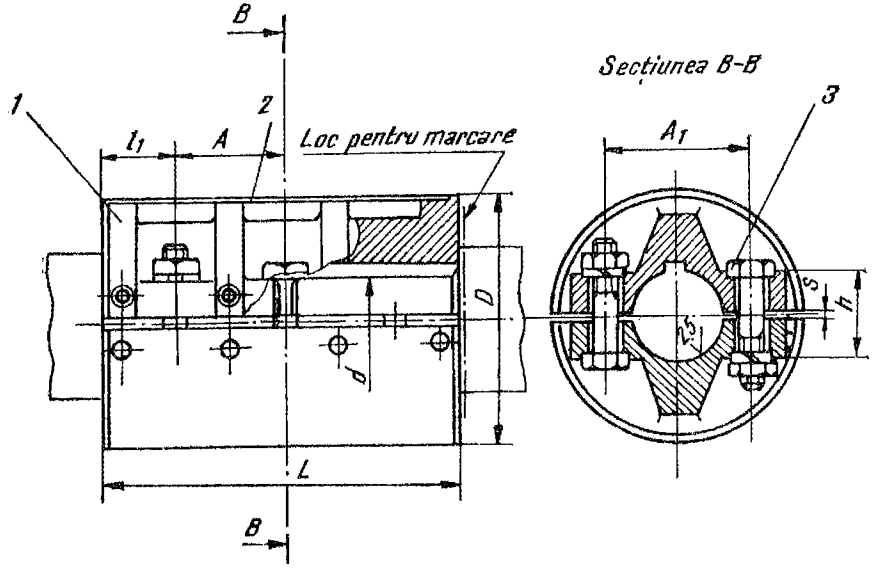


Fig. 23.3.

Acest cuplaj transmite momentul de torsiune atît datorită frecării dintre manșonul din două bucăți strînse cu șuruburi și capetele celor doi arbori, cît și datorită penelor dintre manșon și capetele arborilor. Datorită strîngerii manșonului pe arbore se produce și centrarea arborilor, ceea ce prezintă un avantaj al acestor cuplaje. Din motive de securitate a muncii, manșonul se acoperă cu o apărătoare de tablă. În scopul echilibrării, șuruburile sînt introduse alternativ în sens opus.

Cuplajul cu manșonul secționat se folosește pentru arbori avînd diametre de la 18 la 180 mm, lucrînd la viteze unghiulare sub 12 rad/s din cauza dificultăților de echilibrare. În STAS 870-65 sînt standardizate două tipuri de cuplaje-manșon: tip CMA, pentru cuplarea arborilor orizontali și tip CMB, pentru cuplarea arborilor verticali, ultimele avînd o semibucșă de legătură (fig. 2, STAS 870-65).

Calculul cuplajului-manșon se execută admițînd că momentul de torsiune este transmis datorită frecării dintre manșon și arbore, realizată prin strîngerea șuruburilor.

Ca urmare, momentul de torsiune care poate fi transmis este:

$$M_f = \mu Q \frac{d}{2} = kM_t. \tag{23.4}$$

Notînd cu F_0 forța de strîngere limită dintr-un șurub:

$$F_0 = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{at} \tag{23.5}$$

și prin Q, forța de strîngere pe capătul unuia dintre arbori :

$$Q=\frac{z}{2}F_0, \tag{23.6}$$

relația (23.4) devine :

$$kM_t=\frac{\mu F_0 z d_a}{4}.$$

Numărul de șuruburi rezultă :

$$z=\frac{4kM_t}{\mu F_0 d_a}. \tag{23.7}$$

23.2.2. **Cuplajul cu flanșe** (STAS 769-65) constă din două discuri montate pe capetele arborilor, cu pene longitudinale, printr-o îmbinare cu strîngere, prin sudare sau făcînd corp comun cu arborele. Discurile se îmbină cu șuruburi.

In STAS 769-65 sînt standardizate trei variante ale acestui cuplaj. Prima variantă (CFA — fig. 23.4, *a*), la care proeminența unui disc intră în locașul celuilalt disc și care are rol de centrare (cep de centrare) prezintă dezavantajul că pentru demontarea cuplajului este necesară deplasarea axială a unuia dintre semicuplaje. A doua variantă (CFB-fig. 23.4, *b*) utilizează pentru centrare două semiinele, astfel că demontarea nu necesită deplasarea axială a semicuplajelor. A treia variantă (CFC) se utilizează pentru cuplarea arborilor verticali.

Discurile cuplajului se confecționează de obicei din fontă, iar pentru viteze $v>30$ m/s, din oțel.

In STAS 769-49 sînt standardizate dimensiunile de gabarit ale cuplajului, dimensiunile capetelor arborilor și ale șuruburilor, masa și momentul de giratie ale cuplajului, cît și momentul nominal care poate fi transmis prin cuplaj.

Cuplajul se folosește adeseori și ca roată de curea sau frînă. El prezintă avantajele unei centrări bune și ușoare, cît și posibilitatea cuplării a doi arbori cu diametre diferite.

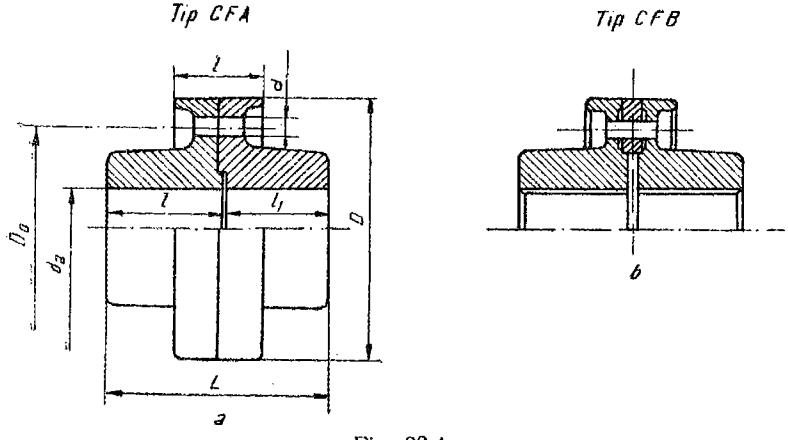


Fig. 23.4.

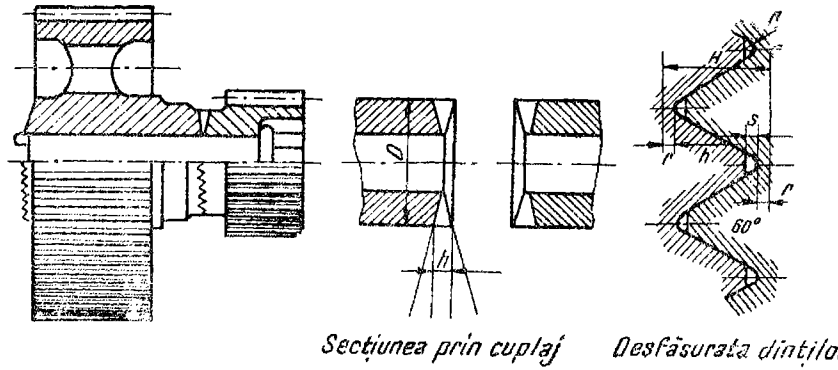


Fig. 23.5.

Cele două discuri ale cuplajului se pot îmbina, fie cu șuruburi fără joc, fie cu șuruburi cu joc. Dimensionarea (respectiv verificarea) șuruburilor depinde de felul șuruburilor folosite.

În cazul utilizării șuruburilor păsuite (fără joc) calculul acestora se execută conform indicațiilor din § 4.4.7.

Deoarece șuruburile fără joc sînt scumpe, din cauză că atît șurubul cît și locașul trebuie prelucrate cu precizie, se înlocuiesc șuruburile fără joc prin șuruburi normale. Însă pentru a evita încovoierea și forfecarea șuruburilor, cît și șocurile care s-ar produce datorită jocului existent între șurub și locaș, trebuie luate unele măsuri. În acest scop, șuruburile se dimensionează astfel încît momentul de torsiune să fie transmis numai prin frecarea care ia naștere între cele două discuri, datorită strîngerii șuruburilor.

Dacă din calcul rezultă numărul de șuruburi $z < 4$ se ia $z = 4$; se admite de obicei un număr par de șuruburi.

Cuplajul este standardizat în STAS în următoarea gamă de momente și dimensiuni: $M_t = 18 \ldots 122\,000$ Nm; $d_a = 18 \ldots 250$ mm; $D = 105 \ldots 600$mm.

23.2.3. **Cuplajul cu dinți frontali** constă din dinți tăiați radial pe suprafața frontală a pieselor de îmbinat și care se întrepătrund (fig. 23.5).

Dinții au în secțiune o formă trapezoidală, cu unghiul la vîrf de 60°. Este un cuplaj cu un gabarit redus. Îmbinarea se realizează printr-o forță axială realizată de o îmbinare filetată.

Se calculează de obicei dinții la strivire și forfecare (vezi cuplajul cu gheare).

23.3. CUPLAJE MOBILE

23.3.1. **Introducere.** Deoarece nu se poate realiza totdeauna coaxialitatea arborilor, ci pot avea loc anumite deplasări relative, axiale (fig. 23.6, *a*), transversale (fig. 23.6, *b*), unghiulare (fig. 23.6, *c*) sau o combinație a deplasărilor amintite (fig. 23.6, *d*) se utilizează cuplajele mobile numite și cuplaje de com-

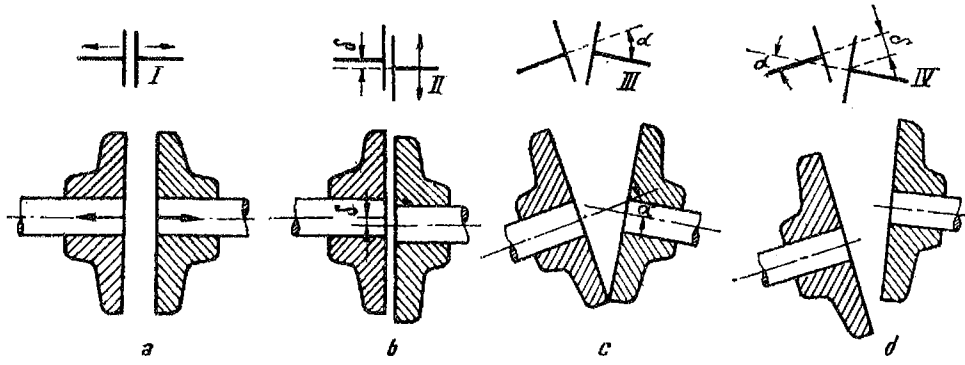


Fig. 23.6.

pensare, care permit (compensează) unele deviații de la coaxialitate, descărcînd în parte sau integral arborii de solicitările suplimentare datorită lipsei de coaxialitate.

Aceasta se poate realiza în următoarele moduri :

a) prin jocuri mari între piesele cuplajului, de exemplu cuplajul cu gheare (fig. 23.7);

b) prin alunecarea unor piese, de exemplu cuplajul cu disc intermediar (fig. 23.9);

c) prin elasticitatea unor piese, de exemplu cuplajul cu arc șerpuit (fig. 23.31).

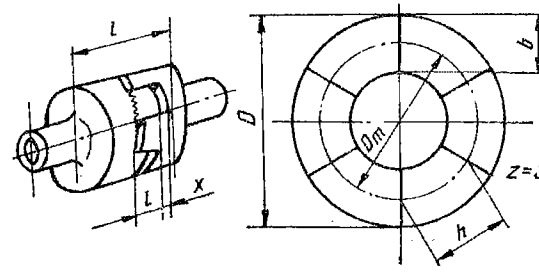
Primele două tipuri de cuplaje sînt cuplaje mobile rigide, iar ultimul face parte din grupa cuplajelor mobile elastice.

23.3.2. **Cuplaje mobile rigide.** Din prima categorie de cuplaje mobile fac parte cele rigide, care, la rîndul lor se împart în 4 grupe, după deviația pe care o compensează (fig. 23.6).

Din grupa I fac parte cuplajele care compensează deplasările axiale ale arborilor, care au loc îndeosebi datorită dilatării și contracției arborilor, care sînt importante la arborii lungi și la arborii care lucrează la temperaturi mari. Un asemenea cuplaj este *cuplajul cu gheare* (craboți, fig. 23.7).

El constă din două discuri avînd pe suprafețele lor frontale cîte două sau 3 gheare, care intră respectiv în golurile celuilalt disc.

Fig. 23.7.



Jocul x depinde de temperatura de regim la care lucrează arborii. Acest cuplaj se folosește pentru arbori avînd diametrul în limitele $d=(25\ldots 250)$ mm.

Ghearele se calculează la încovoiere, considerînd cazul cel mai nefavorabil, cu forța F_t aplicată la capătul ghearei (fig. 23.7) și la strivire.

Momentul încovoietor este:

$$M_i=\frac{F_t}{z}l=\frac{kM_t}{zR_m}l=\frac{bh^2}{6}\sigma_i, \tag{23.8}$$

unde z este numărul de gheare.

Dacă prelucrarea nu este precisă, se consideră că întreaga sarcină este preluată de o singură gheară ($z=1$) și momentul încovoietor devine:

$$M_i=F_tl=\frac{kM_t}{R_m}l. \tag{23.9}$$

Relațiile (23.8) sau (23.9) pot servi ca relații de dimensionare sau verificare [$\sigma_{al}=(25\ldots 30)$ N/mm^2 pentru cuplaj din fontă].

Calculul la strivire în cele două ipoteze:

$$\frac{F_t}{z}=\frac{kM_t}{zR_m}=lbp, \tag{23.10}$$

sau

$$F_t=\frac{kM_t}{R_m}=lbp; \tag{23.11}$$

$p_a\leqslant 20\ldots 25$ N/mm^2 pentru cuplaj din fontă.

La laminoare are o largă răspîndire cuplajul mobil cu caneluri, (fig. 23.8). Cuplajul constă dintr-un manșon, canelat interior, care se montează pe două semicuplaje canelate, fixate pe capetele celor doi arbori.

Toate piesele se confecționează de obicei din oțel turnat. Dimensiunile principale corespund următoarelor relații empirice:

$$D=(2{,}4\ldots 2{,}7)d;\quad \delta=(0{,}13\ldots 0{,}18)d.$$

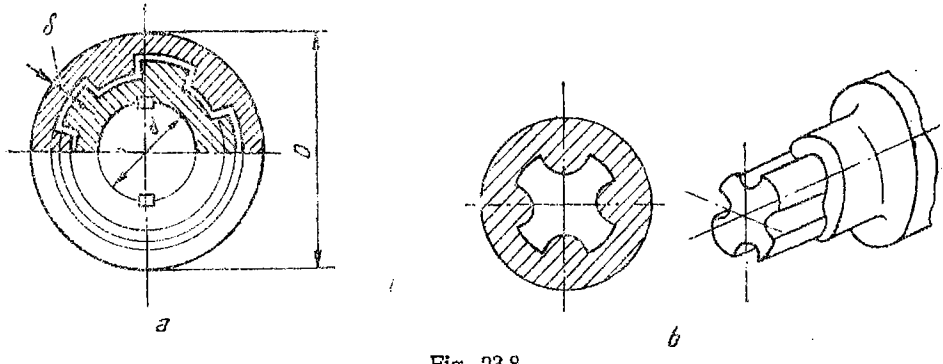


Fig. 23.8.

Cuplajul cu caneluri datorită jocului mai permite şi deplasări transversale şi unghiulare ale arborilor, însă în limite înguste. Adesea, la laminoare se utilizează cuplaje mai simple, decît cele descris mai sus. Cuplajul constă dintr-un manşon avînd la interior o formă de trefilă, montat pe capetele celor doi arbori, avînd şi ei în secţiune forma de trefilă (23.8, *b*).

Cuplajul cu disc mobil intermediar sau cu cruce flotantă (fig. 23.9), numit şi cuplaj O l d h a m, permite deplasări radiale (transversale) ale celor doi arbori cuplaţi (grupa a II-a).

El constă din două semicuplaje şi discul intermediar care are două proeminenţe pe cele două feţe, după două diametre perpendiculare. Proeminenţele intră în cîte un locaş corespunzător din semicuplaje.

Dacă arborii au axele geometrice deplasate transversal cu mărimea δ, atunci în timpul rotirii arborilor, centrul discului intermediar va descrie un cerc de diametru 2δ, iar proeminenţele discului intermediar vor aluneca în locaşurile corespunzătoare din semicuplaje. Pentru a mări randamentul cuplajului şi pentru a reduce uzura, locaşurile se ung.

Randamentul cuplajului este $\eta = 0{,}93 \ldots 0{,}97$.

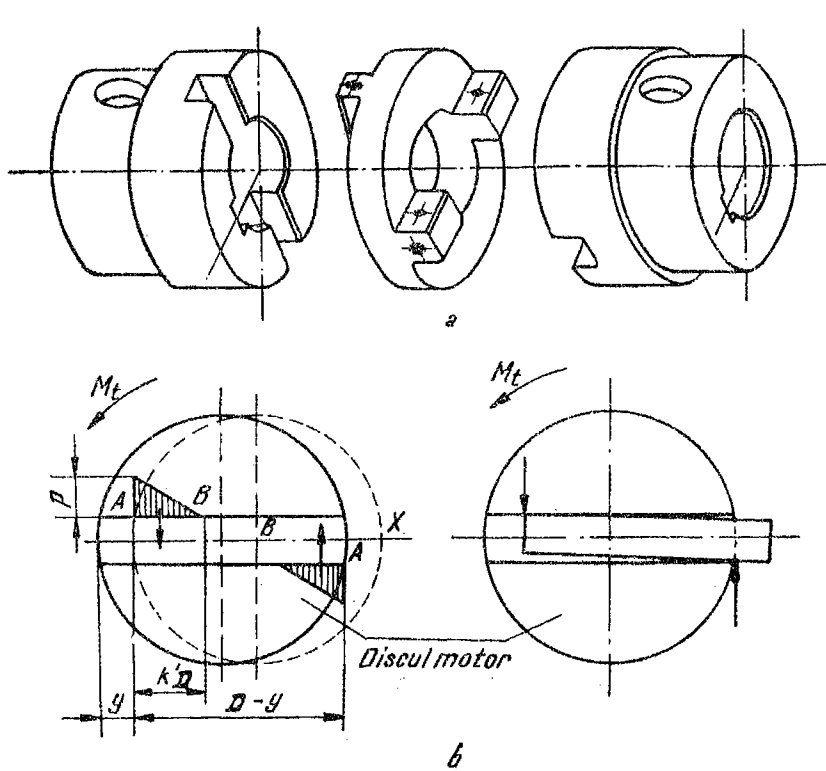


Fig. 23.9.

Deoarece centrul discului mobil execută o mișcare de rotație în jurul axei geometrice, discul este supus la o forță centrifugă destul de mare, în special la viteze unghiulare mari. Pentru reducerea forței centrifuge se caută ca discul să fie cît mai ușor, construindu-l în formă de inel. De asemenea, pentru reducerea uzurii discului, acesta se execută din bronz sau material plastic pentru puteri reduse și din oțel cu crom călit la 55 ... 60 HRC pentru puteri mari. În cazul utilizării materialului plastic pentru execuția discului, acesta are o formă paralelipipedică, iar locașurile din discuri devin mai largi.

Suprafețele proeminențelor și ale canalurilor corespunzătoare se verifică la presiune de contact (fig. 23.9, *b*).

Considerînd că presiunea se repartizează pe suprafețele proeminențelor după o lege triunghiulară, momentul de torsiune de calcul este:

$$kM_t = \frac{pk'Dh}{2}\left[(D-y) - \frac{2}{3}k'D\right], \qquad (23.12)$$

unde:

$k'D = \overline{AB}$ este de partea din lungimea proeminențelor pe care se exercită presiunea;

h — înălțimea proeminențelor;

y — mărimea deplasării proeminențelor în canale.

Presiunea dintre cruce și canale rezultă:

$$p = \frac{2kM_t}{k'Dh\left[D\left(1-\frac{2}{3}k'\right)-y\right]}. \qquad (23.13)$$

Valoarea maximă a presiunii are loc pentru $y = y_{max} = \delta$:

$$p_{max} = \frac{2kM_t}{k'Dh\left[D\left(1-\frac{2}{3}k'\right)-\delta\right]} = \frac{2kM_t}{k'D^2h\left[1-\frac{2}{3}k'-u\right]} \leqslant p_a, \qquad (23.14)$$

unde $u = \delta/D$.

La o prelucrare corespunzătoare, $k' \geqslant 0{,}3$. Raportul $u = \frac{\delta}{D} \to 0$, deoarece δ este foarte mic în raport cu D. Înlocuind în relația (23.14) se obține:

$$p_{max} = \frac{2kM_t}{hD^2(0{,}3-0{,}06)} = \frac{8kM_t}{hD^2} \leqslant p_a. \qquad (23.15)$$

Materialul utilizat pentru cuplaje este OL 50 și oțeluri aliate cu crom pentru cuplaje mai mari ($d > 85$ mm). Presiunea admisibilă se ia $p_a = 15 \ldots 20$ N/mm^2.

Cuplajul permite deplasări radiale: $\delta \leqslant 0{,}01\,d + 0{,}25$ mm și unghiulare: $\alpha \leqslant 40'$.

El produce încărcări pe arbori, avînd valoarea: $F_a = (0{,}1 \ldots 0{,}4)F_t$; valori inferioare pentru disc intermediar din material plastic.

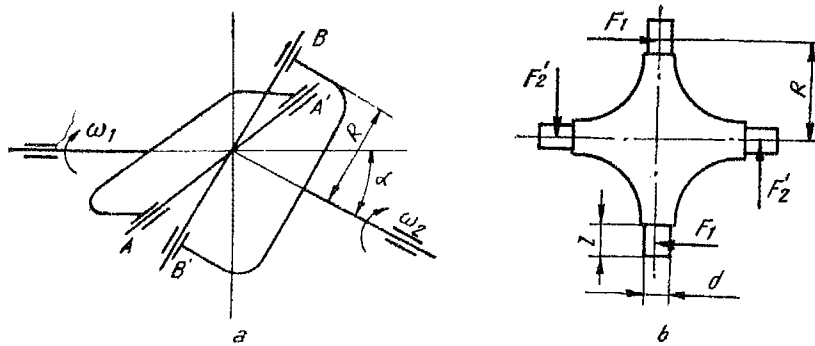


Fig. 23.10.

Cuplajul cardanic (cardanul numit și articulație universală sau cuplaj H o o k e) este un cuplaj din grupa a III-a (fig. 23.10). El are o largă răspîndire în construcția de automobile, mașini-unelte etc., permițînd transmiterea puterii între doi arbori înclinați cu un unghi care poate să ajungă pînă la 45°.

Cuplajul constă din două furci montate respectiv pe arborele motor și condus și dintr-o cruce, așa-numita cruce cardanică, articulată prin intermediul fusurilor A,A' și B,B' de cele două furci. În timp ce furcile cardanice se rotesc în plane perpendiculare pe arborii proprii și care formează între ei unghiul α, crucea execută o mișcare oscilatorie periodică, permițînd astfel transmiterea puterii între cei doi arbori cu o înclinare relativă.

Puterea se transmite astfel încît la o viteză unghiulară constantă ω_1 a arborelui motor arborele condus are o viteză unghiulară variabilă, variind între limitele :

$$\omega_{max}=\frac{\omega_1}{\cos\alpha} \quad \text{și} \quad \omega_{min}=\omega_1\cos\alpha. \tag{23.16}$$

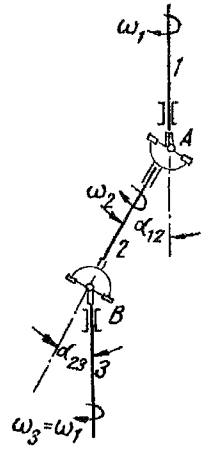
Pentru a evita la arborele condus această variație a vitezei unghiulare, se utilizează construcția din fig. 23.11, unde două cuplaje cardanice sînt legate printr-un arbore intermediar în așa fel încît arborele condus este paralel sau simetric față de arborele motor, iar fusurile arborelui intermediar se găsesc în același plan. În acest caz :

$$\omega_2=\omega_1\cos\alpha_{12}; \quad \omega_3=\omega_2\frac{1}{\cos\alpha_{23}}. \tag{23.17}$$

Pe baza celor de mai sus, $\alpha_{12}=\alpha_{23}$ și ca urmare :

$$\omega_3=\omega_1\cos\alpha_{12}\frac{1}{\cos\alpha_{23}}=\omega_1. \tag{23.18}$$

S-au realizat și cuplaje cardanice la care viteza unghiulară a arborelui condus este constantă (fără a fi necesară legarea în serie a două cuplaje



Fgi. 23.11.

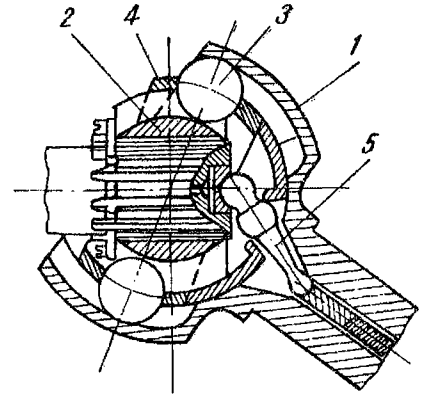


Fig. 23.12.

— fig. 23.12). Cuplajul constă dintr-un semicuplaj în formă de cupă sferică *1* montat pe capătul unui arbore, iar pe capătul celuilalt arbore este montat un semicuplaj sferic *2*. Atît în cupa sferică, cît și pe sferă sînt practicate cîte 6 canale așezate față în față și în care se află cîte o bilă *3*. Bilele sînt montate într-o colivie de formă sferică *4* concentrică cu celelalte două sfere. O pîrghie *5* care leagă colivia de cei doi arbori se rotește astfel încît bilele să se așeze după bisectoarea unghiului dintre arbori. În felul acesta se realizează transmiterea sincronă a vitezei unghiulare între cei doi arbori.

Pentru calculul fusurilor crucii se determină forța periferică maximă ce acționează pe fusuri din relația (fig. 23.10, *b*):

$$F_1\omega_1 = F'_2\omega_2 \text{ (în ipoteza } \eta = 1\text{) și ca urmare:}$$

$$F'_{2max} = F_1 \frac{\omega_1}{\omega_1 \cos\alpha} = \frac{F_1}{\cos\alpha} = \frac{kM_t}{R\cos\alpha}, \qquad (23.19)$$

unde R este raza de rotație a furcilor cardanice.
Forța F_{max} produce încovoiere și presiune de contact pe fusuri:

$$M_l = F'_{max}\frac{l}{2} = \frac{\pi d_3}{32}\sigma_l; \quad F_{max} = ldp. \qquad (23.20)$$

Raportul $\frac{l}{d} = 1 \ldots 1{,}25$; $p_a = 5 \ldots 8$ N/mm^2.

Pentru mărirea durabilității și a randamentului cuplajului se utilizează lagăre cu rulmenți cu ace.

Cuplajul dințat (STAS 6589-62) constă din două bucșe dințate exterior montate pe capetele celor doi arbori și dintr-un manșon cu dantură interioară montat pe cele două bucșe dințate (Tip CD — fig. 23.13).

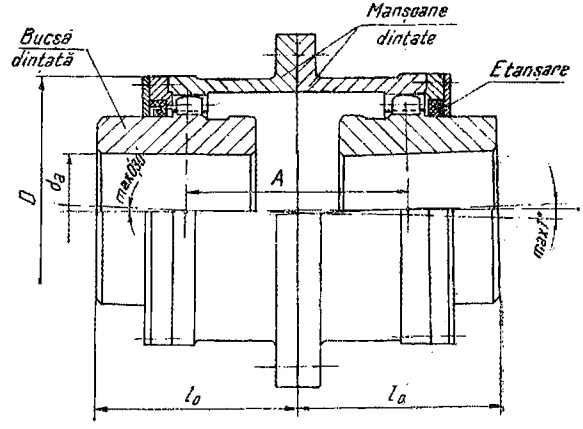


Fig. 23.13

Cuplajul poate cupla cei doi arbori și printr-un arbore intermediar, cînd pe cele două capete de arbore se află cîte un manșon dințat interior, iar la cele două capete ale arborelui intermediar sînt montate bucșele dințate exterior (tip CDI — fig. 23.14).

Cuplajul poate fi utilizat și cu o singură pereche bucșă dințată-manșon.

Profilul dinților este evolventic; pentru a mări capacitatea portantă a cuplajului se execută danturi cu profil deplasat astfel încît rezistențele dinților danturii exterioare să fie egale cu cele ale danturii interioare. Numărul de dinți se ia: 30 ... 80.

Cuplajul compensează toate cele 3 tipuri de abateri. În acest scop:

a) vîrfurile dinților sînt strunjite sferic (fig. 23.15, *a*);

b) cuplajul se execută cu joc între flancuri (fig. 23.15, *b*);

c) dinții au formă de butoiaș (fig. 23.15, *c*);

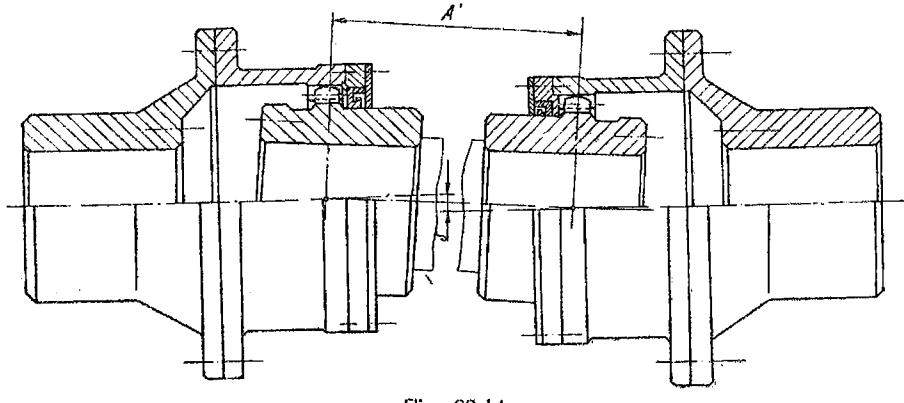


Fig. 23.14.

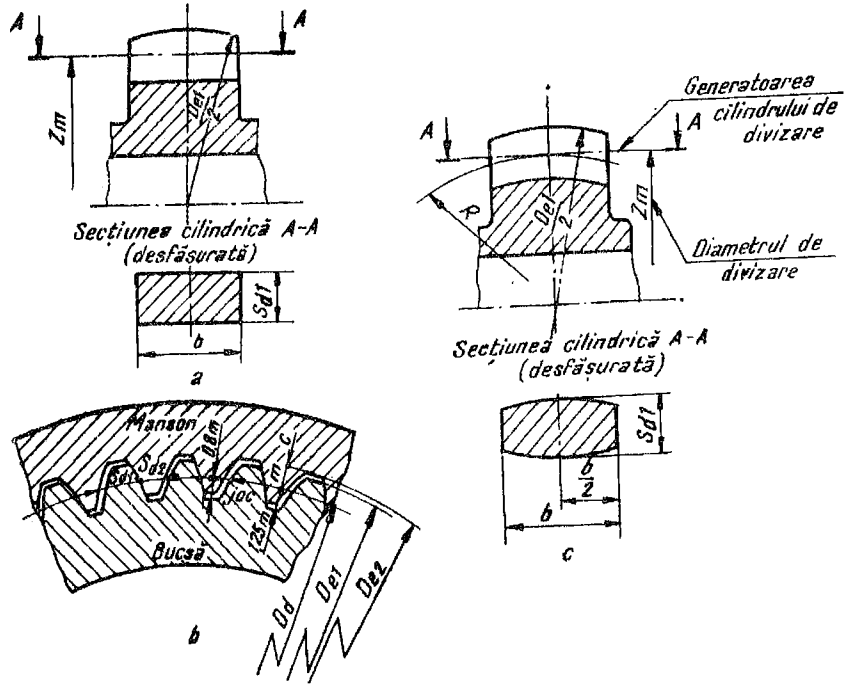


Fig. 23.15.

d) coroanele dințate sînt suficient de depărtate una de alta (varianta cu arbore intermediar este mai avantajoasă din acest punct de vedere).

Avantajele cuplajului sînt: gabarit mic (multe suprafețe de contact); viteze mari ($v \leqslant 25$ m/s); construcție tehnologică.

Cuplajul este standardizat în STAS în următoarea gamă de momente și dimensiuni: $M_t = 70 \ldots 10^6$ N m; $d_a = 40 \ldots 560$ mm; $D = 170 \ldots 1250$ mm $2L_0 = 115 \ldots 975$ mm.

In funcție de viteza periferică în dreptul diametrului de divizare, cuplajul se execută de precizie normală (tip A pentru $v \leqslant 15$ m/s) și de precizie mărită (tip P pentru $v > 15$ m/s).

Materiale și tehnologie. Bucșele și manșoanele dințate se execută din oțel forjat sau turnat avînd $\sigma_r \geqslant 500$ N/mm^2. Dinții se tratează la durități de cel puțin 40 HRC la bucșe și 35 HRC la manșoane (pentru $v < 5$ m/s se pot admite durități mai mici).

Cuplajul admite deplasări unghiulare $\alpha \leqslant 1°$ și deplasări radiale $\delta = A \operatorname{tg} 0°30'$ (A — distanța între danturi).

Dimensiunile cuplajului se aleg din STAS 6589-62 în funcție de $M_{tc} = kM_t$.

La pornire, pentru scurtă durată se admit momente duble.

Deoarece între dinții cuplajelor se produc mișcări relative, cuplajul trebuie să funcționeze în ulei, din care cauză, manșonul este etanșat (fig. 23.13 și fig. 23.14).

Cuplajul cu lanț constă din două roți de lanț montate pe capetele celor doi arbori legate între ele cu un lanț cu role (fig. 23.16).

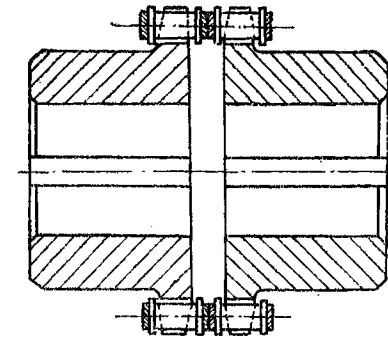


Fig. 23.16.

Permite abateri unghiulare pînă la 1°30′ și radiale pînă la 5 mm (la dimensiuni mari). Are o construcție simplă și permite o montare și demontare ușoară. Se poate utiliza și un lanț din material plastic poliamidic (cuplajul este în acest caz elastic). La sarcini mari se folosesc lanțuri cu două rînduri de zale.

Cuplaje mobile elastice. Dacă cuplajul mobil trebuie să amortizeze anumite variații bruște ale momentului de torsiune care au efect de șoc asupra arborilor și a pieselor montate pe ei, se utilizează cuplajele elastice. Elementul elastic, putînd înmagazina lucru mecanic, amortizează aceste șocuri. Ele pot disipa în parte energia de șoc. De asemenea, ele modifică frecvența proprie a unui sistem împiedicînd oscilațiile de rezonanță. În același timp, cuplajele elastice permit deplasări relative ale arborilor, în anumite limite, datorită deformării mari a elementelor elastice ce intră în construcția lor.

Cuplajelor elastice utilizate la acționările electrice li se pune adesea și condiția de a asigura izolarea electrică a celor doi arbori pe care-i cuplează, în care caz drept element elastic se utilizează materiale nemetalice izolante (de obicei cauciuc).

Lucrul mecanic ce poate fi înmagazinat de un element elastic se determină cu relațiile (7.5); (7.6); (7.7).

În cazul cînd momentul de torsiune variază în limite reduse și momentul de inerție al maselor în mișcare este mic, se utilizează elemente elastice nemetalice: cauciuc, piele, textolit etc. Cuplajele cu asemenea elemente elastice sînt simple și ieftine. Au dezavantajul că modulul lor de elasticitate are valori care variază în limite largi (de exemplu, pentru piele $E = 100 \ldots 170$ N/mm^2), în schimb au o mare capacitate de amortizare, în special cele cu elemente de cauciuc.

Din relațiile lucrului mecanic se vede imediat avantajul materialelor nemetalice în ceea ce privește posibilitatea de înmagazinare de lucru mecanic. Ele avînd un modul de elasticitate scăzut, la același volum pot înmagazina un lucru mecanic mai mare (în schimb au o rezistență admisibilă relativ scăzută, ceea ce reduce în mare parte avantajul amintit).

La cuplajele la care momentul de torsiune variază în limite mari, la șocuri puternice și la pornire, elementul elastic trebuie să aibă o rigiditate variabilă, și anume o rigiditate redusă la mers normal (în caz contrar

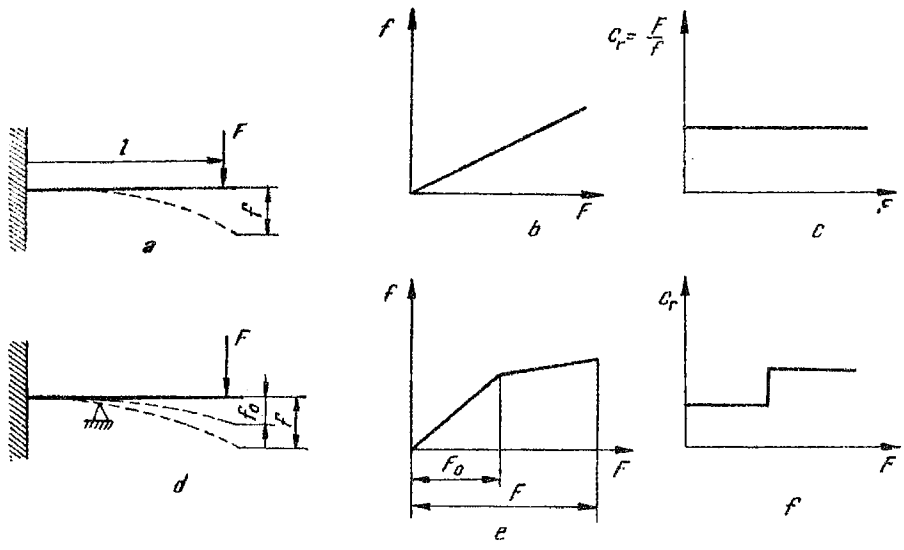


Fig. 23.17.

cuplajul e rigid şi transmite toate variaţiile relativ reduse ale momentului de torsiune) şi o rigiditate mare la mers cu şocuri şi supraîncărcări mari pentru a le putea amortiza şi pentru a rezista la ele. Totodată, datorită faptului că rigiditatea sa este variabilă, el amortizează oscilaţiile de torsiune, pentru că dacă la o anumită încărcare variabilă se produce rezonanţă, deformaţia elementelor elastice creşte, frecvenţa proprie a sistemului se modifică şi oscilaţiile de torsiune se amortizează.

Funcţionarea acestor cuplaje se bazează pe varierea lungimii elementului elastic, rigiditatea acestuia variind cu lungimea sa (fig. 23.17). Aceasta se realizează prin varierea punctului de sprijin al elementului elastic.

Cu alte cuvinte, cu creşterea forţei F, elementul elastic deformîndu-se, la un moment dat îşi schimbă punctul de sprijin în aşa fel încît îşi măreşte rigiditatea.

Cuplajele cu elemente elastice metalice. Un cuplaj elastic cu arcuri avînd rigiditate constantă este compus din două semicuplaje cu gheare, legătura dintre ele fiind realizată prin intermediul unor foi de arc dispuse radial (fig. 23.18). Aceste cuplaje avînd rigiditatea constantă au dezavantajul amintit.

Cuplajul Koreivo cu rigiditate variabilă este reprezentat în figura 23.19.

El constă dintr-un disc pe care sînt montate radial foi de arc, discul fiind montat pe arborele motor. Pe arborele condus se află un semicuplaj cu locaşuri trapezoidale în care intră capetele pachetelor de arcuri. În figura 23.19, *b* este reprezentată funcţionarea acestor cuplaje. Sub acţiunea

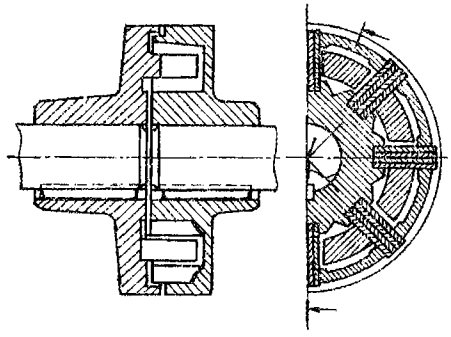


Fig. 23.18.

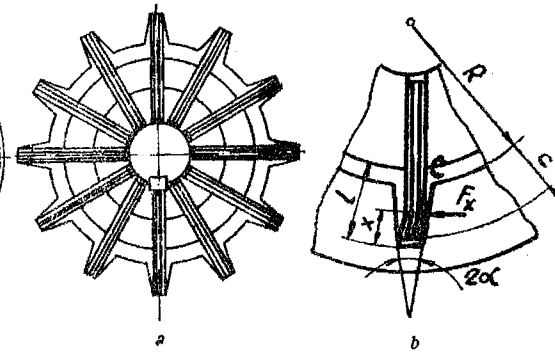


Fig. 23.19.

momentului de torsiune, pachetul de foi de arc se încovoaie după direcția locașului. Considerînd pachetul ca o grindă încastrată, rezultă (fig. 23.19, *b*):

$$M_x = F_x(l-x). \tag{23.21}$$

În felul acesta, datorită locașului de formă trapezoidală, arcul își modifică punctul de sprijin pe măsură ce crește momentul de torsiune care îl transmite.

Foile sînt astfel alese, încît pentru o anumită valoare a momentului de torsiune M_{t1} ele încep să se încovoaie. Acestei valori ale momentului de torsiune îi corespunde forța periferică F_1 care acționează pe un pachet de foi de arc.

$$F_1 = \frac{M_{t1}}{i(R+c)}, \tag{23.22}$$

unde i este numărul de pachete de foi.

Cu creșterea momentului pînă la o valoare astfel încît pachetul este tangent în punctul C, forța F_x a variat de la F_1 la F_c, cînd reprezintă valoarea maximă. Valoarea forței F_c se calculează din relația :

$$F_c = \frac{kM_t}{iR}. \tag{23.23}$$

Dacă forța F_x crește mai departe ($F_x > F_c$) brațul își menține valoarea $(l-c)$.

Prin urmare, cu variația forței F_x cuplajul va avea o rigiditate constantă pentru $F_x < F_1$, o rigiditate variabilă pentru $F_1 < F_x < F_c$ și din nou constantă pentru $F_x > F_c$. Grafic aceasta se reprezintă ca în figura 23.20. Din expresia coeficientului de rigiditate al arcului $c_r = \frac{F}{f} = k\frac{I}{x^3}$ se vede că rigiditatea arcului variază cu puterea a treia a distanței x.

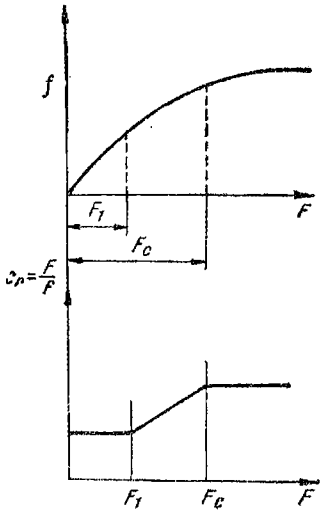


Fig. 23.20.

Foile se calculează la încovoiere pentru cele două poziții extreme cu forțele F_1 și F_c:

În cazul întîi:

$$M_i = F_1 c' = z\frac{bs^2}{6}\sigma_i. \qquad (23.24)$$

În cazul doi:

$$M_i = F_c(l-c) = z\frac{bs^2}{6}\sigma_i, \qquad (23.25)$$

unde:

b este lățimea unei foi;
s — grosimea unei foi;
σ_{ai} — (v. Cap. 7).

Cuplajul cu arc șerpuit (Bibby) este un cuplaj elastic, de rigiditate variabilă. El constă din două semicuplaje avînd pe perimetrul discurilor dinți, printre care sînt înfășurate 6 ... 8 benzi de oțel de arc. Cuplajul este montat într-o carcasă în care se găsește unsoare, pentru a reduce uzura benzilor și a dinților (fig. 23.21).

Suprafața laterală a dinților este descrisă cu o rază r. Funcționarea cuplajului rezultă din figura 23.21, *b*.

Fiecare element liniar al arcului lucrează ca o grindă încastrată la cele două capete, momentul de încastrare fiind M. La început cuplajul are o rigiditate constantă. Cu creșterea momentului de torsiune, arcul se aplică pe dinți, distanța între punctele de aplicație ale forțelor scade și rigiditatea cuplajului crește.

Se vede că momentul încovoietor este identic cu momentul de încastrare avînd valoarea (fig. 23.21, *b*):

$$M_i = \frac{F_0(2e+c)}{2} = M. \qquad (23.26)$$

Pentru ca tensiunea în arc să fie constantă (pentru a folosi materialul cît mai rațional), raza de curbură a arcului se ia constantă (pentru ca $M_i = const.$):

$$\rho = r = \frac{EI}{M} = \frac{EI}{M_{i\,max}}, \qquad (23.27)$$

unde:

$I = \frac{zbs^3}{12}$ (momentul de inerție al benzilor de arc);
b — lățimea arcului;
s — grosimea arcului.

Tensiunea de încovoiere în foi este:

$$\sigma_i = \frac{M_{i\,max}}{zW} = \frac{\frac{EI}{r}}{zW} = \frac{Es}{2r} \leqslant \sigma_{ai}. \qquad (23.28)$$

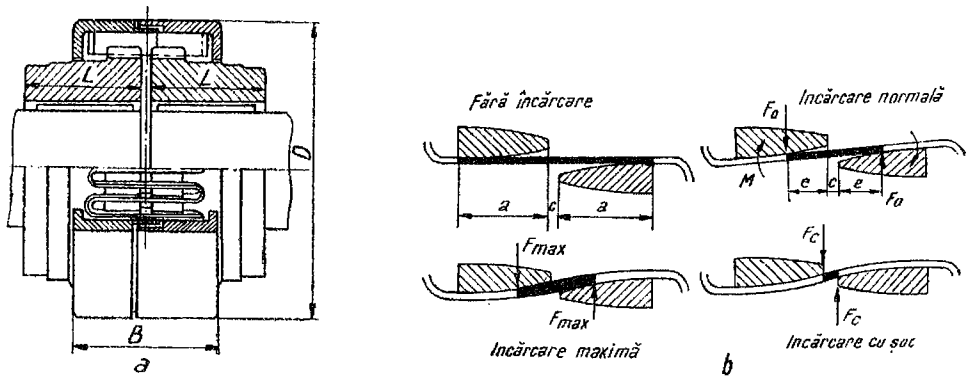


Fig. 23.21.

Pentru confecționarea arcurilor se utilizează oțel de arc avînd $\sigma_{al} = (450 \ldots 500)$ N/mm^2.

La creșterea încărcării, momentul încovoietor rămîne constant:

$$M_x = \frac{Fx}{2} = \frac{EI}{r} = const. \tag{23.29}$$

Valoarea maximă a forței F are loc la șocuri, cînd $x = c$,

$$M_c = \frac{F_c c}{2} = \frac{EI}{r};$$

$$F_c = \frac{2EI}{rc}. \tag{23.30}$$

La acest moment M_c, rigiditatea cuplajului este maximă. Arcul trebuie verificat la forfecare cu forța de șoc F_c:

$$\tau_f = \frac{3F_c}{2bs}, \tag{23.31}$$

Cuplajul B i b b y are o largă întrebuințare în tehnică. El se poate folosi pentru puteri de la 0,5 kW la 20 000 kW și viteze unghiulare de la $\omega = 40$ rad/s pînă la $\omega = 2\,400$ rad/s.

Diametrul arborilor pe care se montează este $d = 15 \ldots 600$ mm; diametrul cuplajului $D = 130 \ldots 3\,700$ mm, iar masa sa $m = 3{,}5 \ldots 18\,000$ kg.

Acest cuplaj permite următoarele deplasări relative ale arborilor: axial 4 ... 20 mm; radial 0,5 ... 3 mm; unghiular pînă la 1°15′.

Adesea în locul cuplajului cu bandă elastică șerpuită fără fine, care este mai dificil de construit, se utilizează bare elastice care intră în locașuri avînd forma identică cu a dinților de la cuplajul B i b b y.

Cuplaje cu elemente elastice nemetalice. Precum s-a arătat mai sus, cuplajele elastice cu elemente nemetalice sînt simple și ieftine, asigurînd în

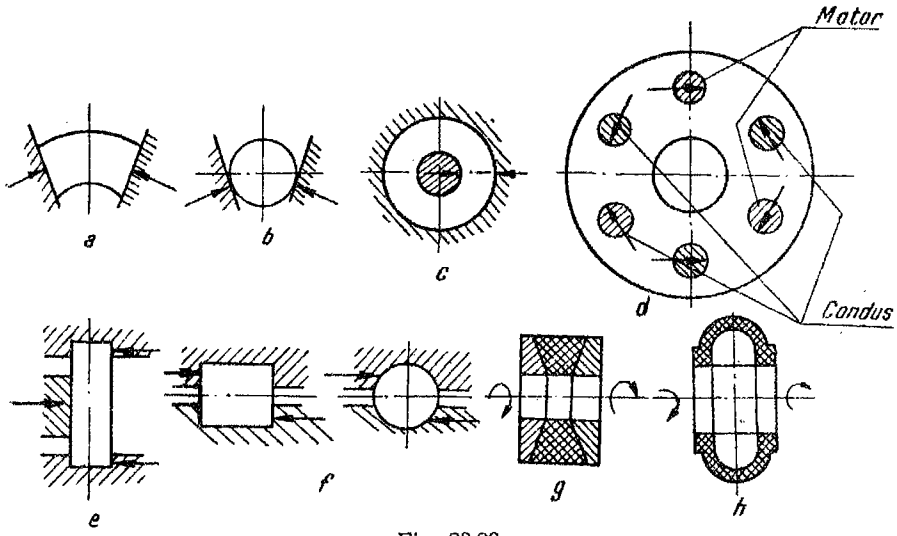


Fig. 23.22.

același timp izolarea electrică a celor doi arbori. Prezintă dezavantajul uzurii relativ rapide a elementelor elastice.

Aceste cuplaje pot compensa orice fel de deplasări relative ale arborilor, desigur în anumite limite.

Ca materiale pentru elementul elastic se folosesc : cauciuc (cu precădere), piele, textolit etc.

Există o mare varietate de asemenea cuplaje, în special în funcție de modul cum este solicitat elementul elastic intermediar (fig. 23.22): la compresiune uniformă (*a*), la compresiune neuniformă (*b, c*), la o solicitare complexă predominînd compresiunea (*d*), la încovoiere (*e*), la forfecare cu încovoiere și compresiune (*f*), la răsucire (*g*), la răsucire și forfecare (*h*).

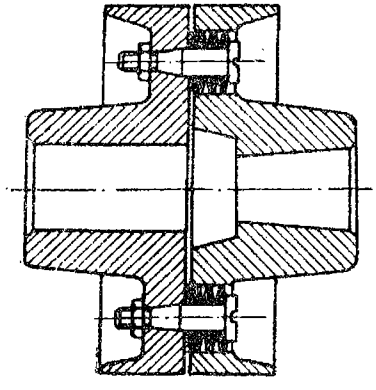


Fig. 23.23.

Unul dintre cele mai răspîndite cuplaje cu elemente elastice nemetalice este *cuplajul elastic cu bolțuri* (fig. 23.23), care se folosește în special la cuplarea motoarelor electrice. El constă din două semicuplaje în formă de discuri montate cu pană sau strîngere pe cei doi arbori. Legătura între cele două semicuplaje se face prin bolțuri învelite în inele sau bucșe de cauciuc sau piele (solicitate la compresiune neuniformă — tip *c* (fig. 23.22).

Acest cuplaj este standardizat în STAS 5982-66 într-o varietate mare de di-

mensiuni. Materialul discurilor-fontă sau oțel turnat; materialul bolțurilor-OLC 45. Cuplajul poate lucra pînă la viteze periferice de 30 m/s.

Rondelele sau manșonul de cauciuc se calculează la presiunea de contact produsă de forța F_1 ce lucrează pe un bolț:

$$p = \frac{F_1}{d_m l}; \tag{23.32}$$

$$F_1 = \frac{2kM_t}{Dz}; \tag{23.33}$$

$$p = \frac{2kM_t}{zd_m lD} \leqslant p_a, \quad (p_a = 1{,}8 \ldots 3 \text{ N/mm}^2), \tag{23.34}$$

unde l este lungimea pachetului de rondele sau a bucșei de cauciuc și z numărul bolțurilor.

Bolțul se verifică la încovoiere:

$$\sigma_i = \frac{F_1 l}{2W_b} \leqslant \sigma_{ai}; \qquad W_b = \frac{\pi d_b^3}{32}. \tag{23.35}$$

Cuplajul are o caracteristică neliniară, datorită creșterii modulului de elasticitate a cauciucului cu sarcina. (Din punct de vedere funcțional, bolțul este un știft supus la încovoiere, § 5.3.2).

Datorită abaterii pozițiilor relative ale arborilor, aceștia se încarcă cu forțe variind în limitele $F_a = (0{,}15 \ldots 0{,}25)\, F_t$, unde $F_t = F_1 z$ este forța tangențială.

Se mai utilizează cuplaje elastice constînd din două semicuplaje în formă de discuri, montate pe cele două capete ale arborilor, legătura între cele două semicuplaje făcîndu-se fie prin intermediul unui element de cauciuc plin vulcanizat pe cele două discuri (fig. 23.24, *a*), fie prin intermediul unor manșoane de cauciuc cu inserție textilă (fig. 23.24, *b* — vezi și fig. 23.22, *g*, *h*), sau utilizînd un inel de cauciuc, care face legătura între discul montat pe arborele motor și cel montat pe arborele condus (fig. 23.24, *c*).

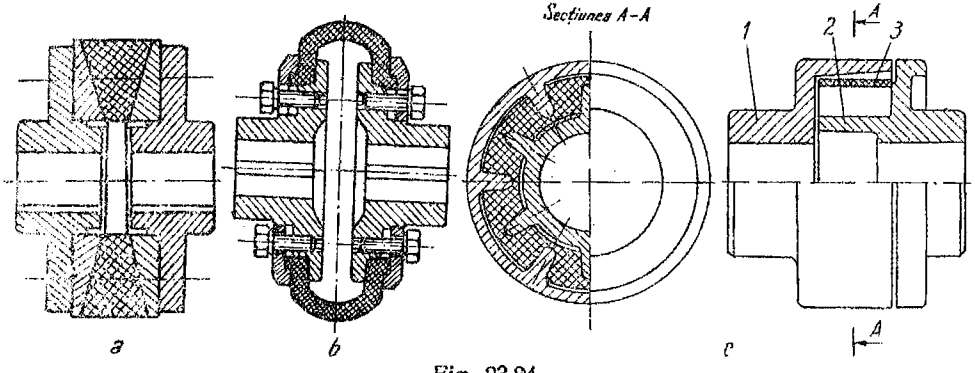


Fig. 23.24.

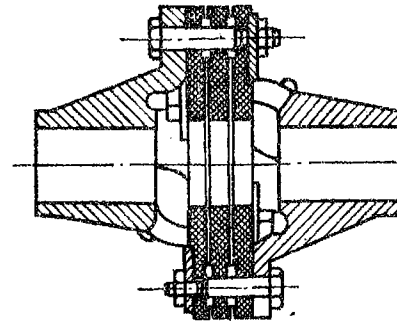


Fig. 23.25.

În locul cuplajelor cardanice se utilizează destul de des, cuplaje elastice care permit abateri unghiulare mari între arbori (fig. 23.25). Cuplajul constă din două semicuplaje avînd trei brațe și discuri de cauciuc interdemediare care se fixează alternativ cu șuruburi pe brațele cuplajului. Datorită elasticității cauciucului, cuplajul amortizează șocurile și în același timp joacă rolul de cuplaj cardanic, permițînd devieri unghiulare pînă la 7°—8°.

23.4. CUPLAJE INTERMITENTE

23.4.1. **Introducere.** Cuplajele intermitente numite și ambreiaje se utilizează atunci cînd se impune cuplarea și decuplarea arborilor, fără oprirea arborelui motor.

Ele trebuie să îndeplinească următoarele condiții: siguranța cuplării; cuplare și decuplare rapidă cu încălzire și uzură redusă; gabarit minim posibil; cuplare fără șocuri; reglare simplă; comandă ușoară (la comandă manuală să ceară o forță mică din partea muncitorului).

Clasificarea ambreiajelor este indicată în tabelul 23.1. Ambreiajele comandate se împart, la rîndul lor, în ambreiaje rigide (prin formă, întrucît cuplează datorită formei pieselor) și ambreiaje cu fricțiune (prin forță, întrucît cuplează datorită forței de frecare).

Ambreiajele rigide, neavînd în construcția lor elemente elastice pentru amortizarea șocurilor de cuplare, nu pot fi utilizate decît la arbori de turație redusă.

Din punctul de vedere al comenzii, ambreiajele comandate se clasifică în: comandate mecanic (prin elemente articulate), electromagnetic și hidropneumatic. Nu trebuie însă confundate ambreiajele cu comandă electromagnetică cu cuplajele electrodinamice la care cuplarea nu se face prin fricțiune, ci printr-un cîmp electromagnetic.

Ambreiajele cu fricțiune prezintă unele avantaje față de cuplajele hidraulice și electrodinamice, ca: gabarit mai mic, mai ieftine și nu au pierderi

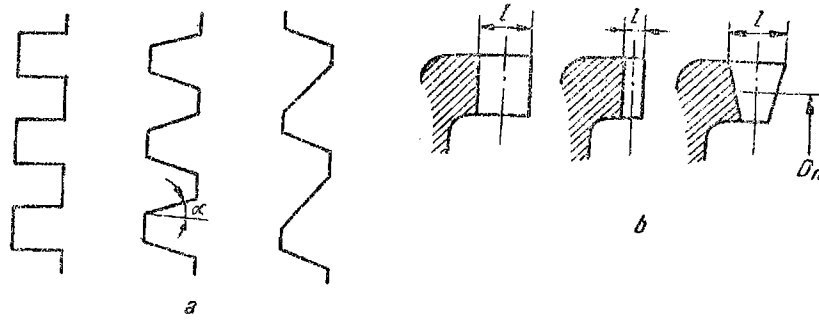


Fig. 23.26.

la turația de regim (cum au cuplajele hidraulice). În schimb, pierderile energetice care se produc în regimul tranzitoriu se transformă în căldură și uzură.

23.4.2. **Ambreiajele comandate rigide.** *Ambreiajul cu grife.* Din punct de vedere constructiv acest ambreiaj este asemănător cu cuplajele cu gheare, avînd un număr de grife (gheare) cuprins între 5 și 11. El se utilizează atît pentru cuplarea arborilor, cît mai ales pentru cuplarea pe arbore a unor piese ca : roți dințate, roți de curea etc.

Cuplajul constă din două discuri avînd pe suprafața lor frontală grifele. Unul din discuri este montat fix pe arborele motor și al doilea este deplasabil pe arborele condus, putînd glisa pe niște pene paralele sau pe un arbore canelat sau profil *K*.

Grifele pot avea formă dreptunghiulară, trapezoidală sau de arce de elice (fig. 23.26, *a*), iar în secțiunea diametrală pot fi pătrate, dreptunghiulare sau trapezoidale (fig. 23.26, *b*).

În figura 23.27 este reprezentat un ambreiaj cu grife în formă de arce de elice. Acest cuplaj prezintă avantajul unei cuplări cu șocuri reduse. Tot pentru ușurarea cuplării se folosește un număr mare de grife.

Pentru a evita ruperea grifelor datorită șocului de la cuplare, se recomandă ca viteza periferică în dreptul lor să nu depășească 0,7 ... 0,8 m/s.

Semicuplajele se confecționează din fontă și mai des din oțel, grifele fiind călite la 56 ... 62 HRC.

Calculul grifelor, ca și la cuplajele cu gheare se execută la încovoiere și presiune de contact cu aceleași relații de calcul, considerînd drept active 75% din numărul grifelor. Presiunea de contact admisibilă pentru grife călite se poate admite după cum urmează :

$p_a = 90 \ldots 120$ N/mm² — cuplare în repaus ;

$p_a = 50 \ldots 70$ N/mm² — cuplare la viteză redusă ;

$p_a = 35 \ldots 45$ N/mm² — cuplare la viteză ridicată.

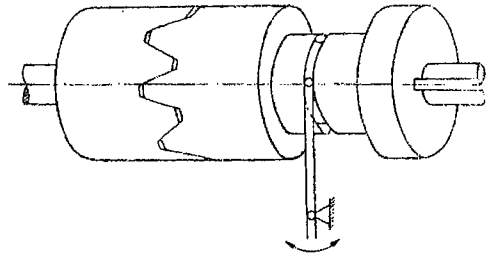


Fig. 23.27.

Fig. 23.28.

Se utilizează adesea și ambreiaje dințate care în locul grifelor frontale au pe periferie (perimetru — una în interior alta în exterior), dinți. Ele sînt de fapt cuplaje dințate la care unul din semicuplaje este deplasabil. Aceste ambreiaje tind să înlocuiască cele cu grife, în cutiile de viteze (în special), din cauza tehnologiei lor mai simple și mai ieftine. Pentru ușurarea cuplării, dinții se rotunjesc frontal și fiecare al doilea dinte de pe un semicuplaj se scurtează ca lungime, iar la al doilea semicuplaj, cîte un dinte se elimină (fig. 23.28). Tot pentru reducerea efectului de șoc la ambreiere se utilizează ambreiaje de sincronizare (fig. 23.29).

În acest caz, cuplajul conține în construcția sa și ambreiaje cu fricțiune conice, care cuplează cei doi arbori aducîndu-i la aceeași turație înaintea cuplării ambreiajului de bază (cu grife).

Rolul unui ambreiaj rigid îl poate îndeplini și o pană rotitoare (fig. 23.30). În poziția *a*, butucul este cuplat cu arborele, în timp ce în poziția *b* este decuplat.

Același rol îl poate îndeplini și o pană transversală, care deplasată axial intră într-un locaș al roții care trebuie fixată pe arbore (fig. 23.31).

23.4.3. **Ambreiajele comandate cu fricțiune.** Ambreiajele transmit puterea de la un arbore la celălalt datorită frecării care se produce între două sau mai multe discuri, montate pe cei doi arbori.

Materiale și coeficienți de frecare. Deoarece cuplarea are loc datorită frecării, iar în același timp are loc și o alunecare relativă a suprafețelor de

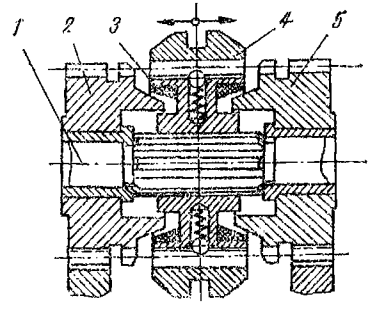


Fig. 23.29.

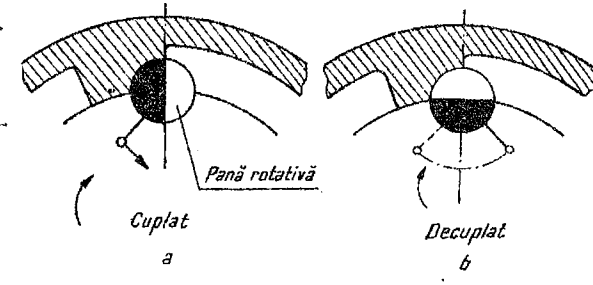


Fig. 23.30

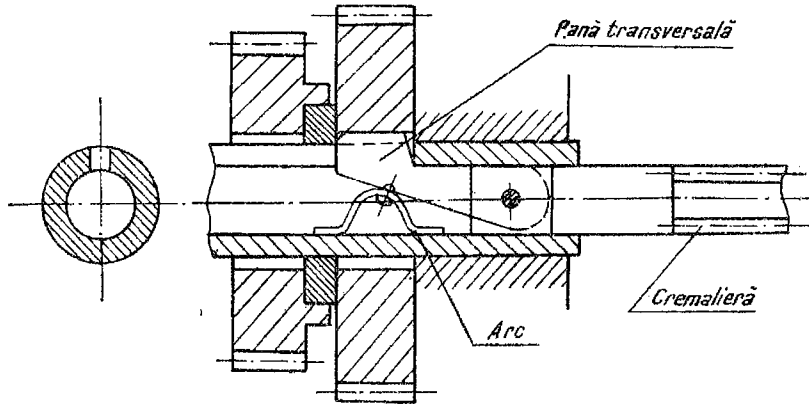


Fig. 23.31.

contact în perioada cuplării, se recomandă utilizarea următoarelor combinații de materiale în stare uscată sau în ulei (tabelul 23.4). În acest tabel se indică și temperaturile maxime, presiunile de contact admisibile și costul relativ al diferitelor împerechieri de materiale.

În general materialele utilizate la construirea ambreiajelor trebuie să satisfacă următoarele condiții: coeficient mare de frecare; să nu se carbonizeze la 200...250 °C; rezistență mare la uzură; să nu fie atacate de uleiul de ungere; ieftine și nedeficitare; ușor de prelucrat.

Desigur aceste condiții sînt adesea contradictorii și în fiecare caz concret se va alege acel material care corespunde mai bine condițiilor date. De obicei, pentru ambreiaje uscate se preferă împerechierile din grupele I și II, iar pentru cele unse, împerechierile din grupele III și IV.

Astfel perechea oțel/fontă cere o ungere bună, nu are tendință spre gripare și are calități de antifricțiune. Perechea fontă/fontă lucrează bine și fără ungere.

Utilizarea ferodoului este foarte răspîndită, avînd un coeficient de frecare mare și îndeplinînd în suficientă măsură și celelalte condiții enumerate mai sus. (Ferodoul este o țesătură de azbest, impregnată cu bachelită sau cauciuc, putînd să aibă și fire metalice, de exemplu alamă. El poate fi fabricat și din fire scurte de azbest și strunjituri metalice presate împreună și folosind drept liant bachelită sau cauciuc). Dintre materialele folosite, o durabilitate mare are oțelul călit pe oțel călit în baie de ulei, are însă un coeficient de frecare redus. De asemenea, în ultima vreme se utilizează cu succes materialele metalo-ceramice (sinterizate), care au dat rezultate bune.

În general, pentru ca uzura să fie redusă, iar suprafețele în contact să nu se încălzească prea mult, lucrul specific de frecare trebuie să fie redus, ceea ce ar impune suprafețe unse. De asemenea, ungerea contribuie și la răcirea suprafețelor. În schimb, forța de apăsare necesară este mai mare decît la suprafețele uscate și se produce un șoc la trecerea de la frecarea

Tabelul 23.4

Coeficienții de frecare, presiunile admisibile și temperaturile limită pentru diferite împerecheri de materiale

Grupa	Împerecherea	μ		Temp. adm. °C		p_a, N/mm²	Cost
		Uscat	Uns	Durată	Scurt		
I	*Fc, OT, OL cu:*						
	Rășini fenolice	0,25	0,1 ... 0,15	100	150	0,05 ... 0,7	2
	Textolit	0,4 ... 0,65	0,1 ... 0,2	100	150	0,05 ... 1,2	3
	Ferodo cu rășini sintetice	0,3 ... 0,5	0,1 ... 0,2	200	300	0,05 ... 2	3
	Cărbune grafitic/oțel laminat	0,25	0,05 ... 0,1	300	550	0,05 ... 2	4
II	*Fc, OT sau OL cu:*						
	Lemn de mesteacăn	0,2 ... 0,35	0,1 ... 0,15	100	160	0,05 ... 0,5	1
	Piele	0,3 ... 0,6	0,12 ... 0,15	100		0,05 ... 0,3	1
	Plută	0,3 ... 0,5	0,15 ... 0,25	100		0,05 ... 0 1	1
	Pîslă	0,22	0,18	140		0,03 ... 0,7	1
	Fibră, hîrtie	0,22	0,18	140		0,05 ... 0,3	1
III	OL călit/OL călit sau material sinterizat	0,12 ... 0,17	0,06 ... 0,11	100		0,5 ... 3	3
	Fc/OL	0,15 ... 0,2	0,03 ... 0,06	260		0,8 ... 1,4	1
	Fc/Fc	0,15 ... 0,25	0,02 ... 0,1	300		1 ... 1,8	1
IV	Praf de oțel pe Fc sau OL sinterizat cu grafit	0,4 ... 0,5		350			2
	Bile de oțel pe Fc sau OL sinterizat cu grafit	0,2 ... 0,3		300			4

Notă. Cost 1 — ieftin; cost 4 — foarte scump.

semilichidă (din timpul ambreierii), la frecarea uscată sau limită din perioada de mers stabilizat (care produce vibrații de tip *stik-slip*).

Dacă se notează cu ω_1 viteza unghiulară a arborelui motor și cu ω_2, cea a arborelui condus, atunci procesul de ambreiere se poate descrie astfel:

Înainte de ambreiere $\omega_2 = 0$. La începerea ambreierii se produce un moment de frecare M_f, care duce la scădere în oarecare măsură a lui ω_1 (fig. 23.32), în timp ce ω_2 crește la ω, cu condiția ca $M_f > M_t$ (M_t fiind momentul de torsiune rezistent la arborele condus).

Timpul în care are loc creșterea vitezei unghiulare a arborelui condus de la zero la $\omega_2 = \omega_1$ se numește *perioadă de ambreiere*. În această perioadă cele două discuri avînd viteze unghiulare diferite alunecă relativ, producîndu-se încălzirea și uzura discurilor.

Momentul de accelerare al arborelui condus este :

$$M_a = M_f - M_t . \qquad (23.36)$$

Dacă momentul de accelerare este constant, atunci ω_2 crește liniar. După ce arborii au atins aceeași viteză unghiulară (*II*), alunecarea dintre discuri dispare și vietza unghiulară a arborilor crește la cea de regim ω_1 (*III*, fig. 23.32).

Timpul de alunecare rezultă egalînd lucrul mecanic de accelerare L_a cu creșterea energiei cinetice E_a în timpul de ambreiere t_a:

$$L_a = E_a . \qquad (23.37)$$

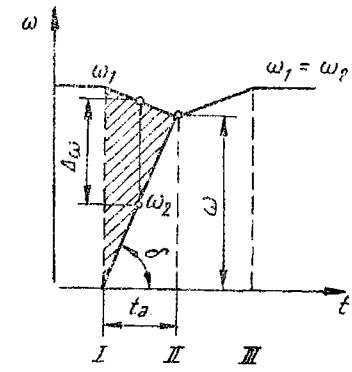


Fig. 23.32.

Pentru accelerarea arborelui condus de la $\omega_2 = 0$ pînă la $\omega_2 = \omega_1$, lucrul mecanic de accelerare necesar este :

$$L_a = \int_0^{t_a} M_a \omega_2 \, dt = E_a . \qquad (23.38)$$

În relația (23.38), $\int \omega_2 dt$ reprezintă aria suprafeței de sub curba ω_2, respectiv unghiul descris de arborele condus în timpul ambreierii.

Dacă M_a este constant, atunci relația (23.38) devine (fig. 23.32):

$$L_a = \frac{1}{2} M_a \omega t_a . \qquad (23.39)$$

Energia cinetică a sistemului constă din energiile cinetice ale maselor în rotație m_r și translație m_t puse în mișcare de cuplaj

$$E_a = \frac{m_t v^2}{2} + \frac{m_r R_i^2 \omega^2}{2} . \qquad (23.40)$$

Perioada de ambreiere în care are loc alunecarea rezultă din relațiile (23.38) și (23.39):

$$t_a = \frac{2E_a}{M_a \omega} . \qquad (23.41)$$

Lucrul mecanic de frecare care produce încălzirea și uzura ambreiajului rezultă din relația :

$$L_f = \int_0^{t_a} M_f \Delta\omega \, dt, \qquad (23.42)$$

unde $\int \Delta\omega dt$ este suprafața hașurată din figura 23.32, între curbele corespunzătoare vitezelor unghiulare ω_2 și ω_1, reprezentînd unghiul de alunecare descris de cuplaj.

Dacă M_f și M_a sînt constante, atunci $\int \Delta\omega dt = 0{,}5\,\omega_1 t_a$ (fig. 23.32) și deci lucrul de frecare este conform relațiilor (23.41) și (23.42):

$$L_f = \frac{1}{2} M_f \omega_1 t_a = \omega_1 M_f \frac{E_a}{|M_a \omega}\,,$$

sau :

$$L_f = \frac{M_f}{M_a} \frac{\omega_1}{\omega} E_a\,. \tag{23.43}$$

Din relațiile (23.41) și (23.43) rezultă următoarele concluzii :

Reducerea timpului de ambreiere se poate obține prin reducerea maselor în translație și a momentelor de inerție ale maselor în rotație ; aceasta duce și la reducerea lucrului mecanic de frecare. De asemenea, cu cît momentul de accelerare este mai mare, cu atît timpul de ambreiere și lucrul mecanic de frecare sînt mai reduse. Aceasta se poate obține mai simplu dacă cuplarea se face în gol în care caz $M_a = M_f$ [v. relația (23.36)].

Dacă se cunoaște lucrul mecanic de frecare, atunci durabilitatea se poate calcula cu relația :

$$T = \frac{V_u}{q_u L_f}\,, \tag{23.44}$$

unde :

$V_u = S s_u$ este volumul de material care se uzează ;

q_u — uzura specifică ;

S — suprafața cuplajului ;

s_u — grosimea maximă care se poate admite ca să se uzeze.

Uzura specifică pentru materialele din grupa *I* (tabelul 23.3) este $q_u = 0{,}125 \ldots 0{,}2$ (uscat) și $q_u = 0{,}05$ (uns), iar pentru materialele din grupa *III*, $q_u = 0{,}025$.

Ambreiaje cu discuri. In figura 23.33 este reprezentat simplificat ambreiajul cu un disc cu suprafață de frecare plană (ambreiaj monodisc).

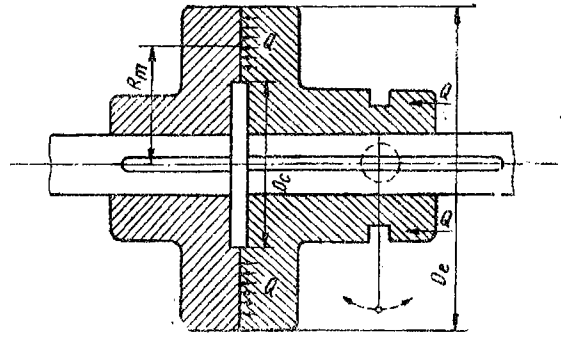


Fig. 23.33.

Discul din stînga este montat fix pe arborele motor, iar discul din dreapta poate aluneca pe una sau mai multe pene paralele sau pe un arbore canelat. Printr-un dispozitiv de apăsare discul din dreapta poate fi deplasat într-un sens sau altul. Forța de apăsare este realizată prin intermediul unor arcuri. În urma apăsării discului cu forța axială F_a, pe discuri va acționa o forță normală $Q=F_a$ care produce o forță de frecare între discuri μQ. Momentul forței de frecare trebuie să fie egal cu momentul de torsiune de calcul, adică :

$$M_f=\mu Q R_m=kM_t, \tag{23.45}$$

unde R_m este raza medie a suprafeței de frecare care se poate determina pe baza aceluiași raționament ca în § 4.6.

Din relația (23.45) se poate calcula forța de apăsare Q necesară pentru a putea transmite un anumit moment de torsiune M_t.

Dimensionarea (verificarea) ambreiajului se execută cu relația :

$$Q=\frac{\pi}{4}(D_e^2-D_c^2)p, \tag{23.46}$$

admițîndu-se $\frac{D_c}{D_e}=0{,}6\ldots 0{,}8$; valoarea lui p_a rezultă din tabelul 23.4.

Pentru realizarea forței de apăsare F_a se dimensionează arcul cu relațiile indicate în capitolul 7.

Pentru ca să se producă contact pe întreaga suprafață de frecare, este necesar ca reazemele să fie cît mai aproape de discuri sau discurile să fie montate eventual între două reazeme.

Suprafețele de frecare sînt adesea acoperite cu plăci de ferodo, textolit etc. pentru a avea coeficienți de frecare mari (tabelul 23.4).

Ambreiaje cu discuri multiple (multidisc). Din relația (23.45) se vede că, pentru a putea mări momentul de torsiune care se transmite prin ambreiaj se poate varia coeficientul de frecare, forța de apăsare sau raza medie. Deoarece coeficientul de frecare este limitat, forța de apăsare este limitată de presiunea de contact admisibilă, iar raza, de gabarit, se utilizează ambreiaje cu discuri multiple, la care momentul de frecare este :

$$M_{fr}=\mu Q z R_m=kM_t, \tag{23.47}$$

unde z este numărul de suprafețe de frecare.

În figura 23.34 este reprezentat un asemenea ambreiaj cu discuri multiple. El constă din semicuplajul *1* montat fix pe arborele motor și din semicuplajul *2* deplasabil pe pene paralele sau caneluri pe arborele condus.

Pe semicuplajul *1* sînt montate pe pene paralele sau caneluri, discurile *3, 4, 5,* iar pe semicuplajul *2,* discurile *6, 7, 8.*

Arcul apasă discurile *3, 4, 5* de discurile *6, 7, 8* și datorită frecării dintre ele se transmite puterea.

Numărul suprafețelor de frecare este :

$$z=m+n-1 \tag{23.48}$$

unde m este numărul de discuri de pe arborele motor și n numărul de discuri de pe aroborele condus.

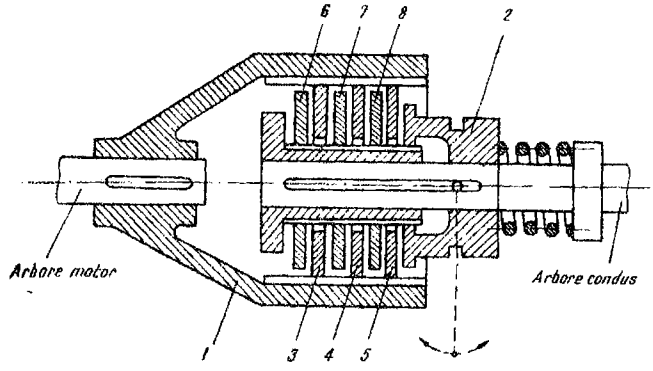


Fig. 23.34.

Aceste cuplaje permit o cuplare lentă, fără șocuri în schimb decuplarea se face încet, în sensul că după decuplare, un timp oarecare se mai transmite mișcarea de la un arbore la celălalt. Pentru a evita acest neajuns se utilizează discuri elastice de formă ușor tronconică (ca o farfurie). Ambreiajul cu discuri multiple prezintă neajunsul unor răciri necorespunzătoare, tocmai datorită suprafeței sale reduse.

Ambreiajele conice. Ambreiajele plane au dezavantajul că forța de apăsare $F_a = Q$ este foarte mare în raport cu forța periferică F_t ce se transmite prin ambreiaj, între ele existînd relația $F_a = \frac{F_t}{\mu}$.

Dacă considerăm cazul $\mu = 0{,}15$, pentru a obține o forță periferică F_t, este necesară o forță de apăsare $F_a = \frac{F_t}{0{,}15} \approx 6F_t$.

Pentru a reduce forța de apăsare F_a se utilizează ambreiajele conice (fig. 23.35, schematizată).

In timpul cuplării se produce între suprafețe o forță de frecare μQ dirijată în sens opus cuplării. Proiectînd forțele pe direcția forței de apăsare F_a se obține :

$$F_a = Q \sin \alpha + \mu Q \cos \alpha = Q (\sin \alpha + \mu \cos \alpha). \tag{23.49}$$

Pe de altă parte, forța periferică este :

$$F_t = \mu Q, \tag{23.50}$$

care înlocuită în relația (23.49) rezultă :

$$F_a = \frac{F_t}{\mu} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha). \tag{23.51}$$

Pentru regimul permanent (în timpul funcționării), forța de frecare μQ produsă la cuplare nu există (fig. 23.35) și relația (23.51) are forma :

$$F_a = \frac{F_t}{\mu} \sin \alpha = \frac{kM_t \sin \alpha}{\mu R_m}. \tag{23.52}$$

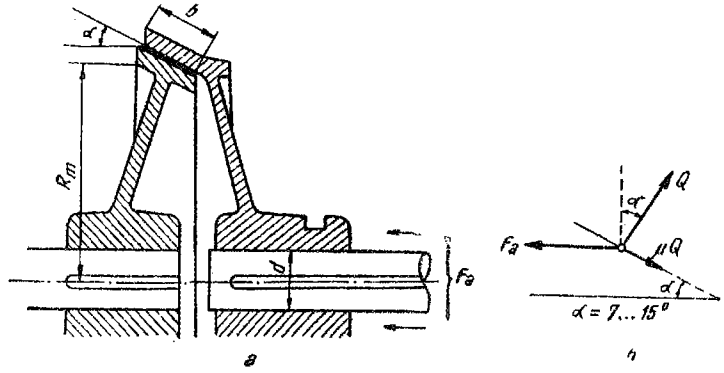


Fig. 23.35.

Precum se vede, forța de apăsare este mai mică decît la ambreiajele plane. Totuși ambreiajele conice au dezavantajul că la o dezaxare a arborilor, se produce o apăsare unilaterală și totodată suprafața de contact fiind lungă, pericolul contactului unilateral crește.

Mărimea suprafeței de contact se calculează cu relația :

$$A = \frac{Q}{p_a} = \frac{F_t}{\mu p_a} = \frac{F_a}{p_a \sin \alpha}. \tag{23.53}$$

Lățimea suprafeței este :

$$b = \frac{A}{2R_m}, \tag{23.54}$$

raza medie admițîndu-se :

$$R_m = (3 \ldots 5)d \quad (d \text{ — diametrul arborelui}).$$

Ambreiajele cu saboți (tambur) nu necesită continuu o forță de apăsare axială, ci numai radială, ceea ce descarcă arborii și lagărele de solicitările axiale. Totodată sînt puțin sensibile la imprecizii de montaj. Au în schimb dimensiuni mari, ceea ce, pe de altă parte, prezintă avantajul unei suprafețe mari de răcire.

În figura 23.36 este reprezentat un asemenea ambreiaj. El constă din 4 saboți *1*, care sînt apăsați prin niște arcuri lamelare *3* de tamburul *2* fixat cu pană pe arborele motor. Prin deplasarea bucșei *4*, arcul se scurtează, avînd lungimea minimă în poziția normală pe arbore.

Forța de apăsare necesară din arc Q se calculează cu relația (z — numărul de saboți):

$$M_f = \mu Q z \frac{D}{2} = k M_t. \tag{23.55}$$

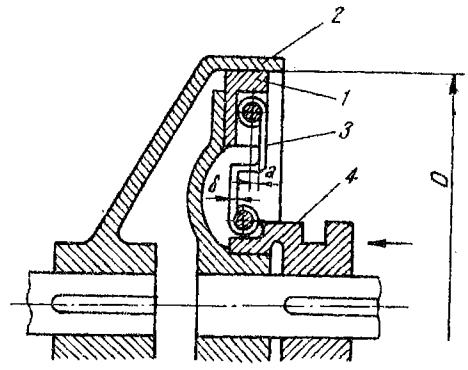


Fig. 23.36.

Această forță solicită arcul la încovoiere și compresiune (fig. 23.36):

$$\sigma_i = \frac{Qa}{\frac{b\delta^2}{6}} \quad \text{și} \quad \sigma_c = \frac{Q}{b\delta}; \tag{23.56}$$

$$\sigma_{tot} = \sigma_i + \sigma_c = \frac{6Qa}{b\delta^2} + \frac{Q}{b\delta} = \frac{Q}{b\delta}\left(\frac{6a}{\delta} + 1\right) \leqslant \sigma_a. \tag{23.57}$$

În locul arcului, pentru apăsarea unor saboți semicirculari se pot folosi două buloane filetate la ambele capete cu filetele de sens contrar, iar cu ajutorul unor pîrghii, buloanele se înșurubează sau se deșurubează, apăsînd saboții sau desfăcîndu-i.

Mecanismele de comandă ale ambreiajelor trebuie să satisfacă următoarele condiții: cuplare lină; repartizare uniformă a presiunii pe suprafețele discurilor ambreiajelor; posibilitatea reglării, în cazul uzurii suprafețelor de frecare; să nu necesite forțe de apăsare și deplasări prea mari (de exemplu forța de pedală 80 ... 300 N și deplasarea 100 ... 200 mm).

Toate tipurile de ambreiaje pot fi comandate manual prin pîrghii. Forța de apăsare pe pedală T, dacă se admite un raport al pîrghiilor a este:

$$T = \frac{F_a}{a\eta}, \tag{23.58}$$

unde:

F_a este forța de apăsare axială pe ambreiaj;

η — randamentul mecanismului de ambreiere.

Dacă jocul între suprafețele de frecare este s, atunci drumul forței de apăsare pe pedală este:

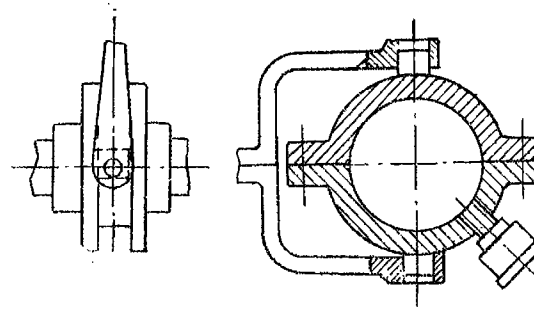
$$h = sa, \tag{23.59}$$

iar forța de apăsare pe pedală rezultă:

$$T = \frac{F_a s}{h\eta}. \tag{23.60}$$

Pentru a reduce efortul fizic, se utilizează ambreiaje comandate hidraulic, pneumatic sau electromagnetic. Astfel, din categoria ambreiajelor cu saboți

Fig. 23.37.



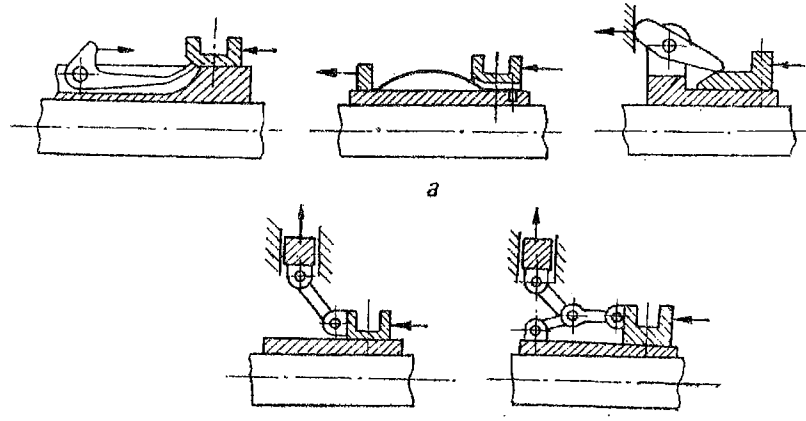
fac parte ambreiajele cu bandă, unde o bandă metalică căptușită de obicei cu ferodo este apăsată peste un disc montat pe arborele motor, banda metalică fiind fixată de arborele condus. Această bandă poate fi astfel construită încît aerul comprimat sau un fluid sub presiune care intră într-o cameră de cauciuc din interiorul benzii asigură ambreierea și debreierea.

Ambreiajele comandate electromagnetic sînt cele mai comode, comandîndu-se foarte ușor, prin simpla apăsare a unui buton. Ele pot fi reglate ușor și pot lucra și ca element de siguranță, reglîndu-se în acest sens. Cuplarea nu este legată de apariția unor forțe axiale. În schimb sînt mai grele în comparație cu alte ambreiaje și necesită o instalație de curent continuu.

Principial, ambreiajul electromagnetic constă dintr-un electromagnet care asigură pe cale electrică ambreierea și debreierea, puterea transmițîndu-se prin frecarea a două discuri.

În figura 23.37 se dau cîteva scheme de mecanisme de comandă, iar în figura 23.38, cîteva scheme de mecanisme pentru apăsarea discurilor.

Primul grup *a* îl reprezintă mecanisme cu came, iar al doilea grup *b*, mecanisme de apăsare cu elemente articulate.



a

b

Fig. 23.38.

23.4.4. **Ambreiajele automate.** *Ambreiajele centrifuge (limitatoare de turație)* servesc la cuplarea sau decuplarea arborilor la depășirea unei turații limită. Ele se bazează pe efectul forțelor centrifuge, cuplînd arborii între ei numai la atingerea unei anumite turații. Se evită astfel cuplarea în sarcină înainte ca arborele motor să fi înmagazinat o energie cinetică suficientă.

În principiu ambreiajul centrifug constă dintr-un disc montat pe arborele motor și dintr-un tambur montat pe arborele condus. În discul arborelui motor se găsesc niște saboți legați între ei printr-un arc întins (fig. 23.39).

Cînd arborele motor atinge o anumită viteză unghiulară (de obicei (0,7 . . . 0,8) ω ; ω fiind viteză unghiulară nominală), forța inițială F_0 din arc este învinsă de forță centrifugă F_c din saboți, care sînt dimensionați ca atare, și saboții apasă asupra tamburului realizînd astfel transmiterea puterii de la un arbore la celălalt.

Forța centrifugă din saboți este :

$$F_c = \frac{mv^2}{r}. \tag{23.61}$$

Momentul de frecare realizat este :

$$M_{fr} = \left(F_c - F_0 \cdot \frac{b}{a}\right) R = M_t, \tag{23.62}$$

unde :

r este raza sabotului (distanța de la centrul său de greutate la axa de rotație);

R — raza suprafeței de frecare ;

m — masa saboților.

Cu relația (23.61) se dimensionează saboții, iar cu relația (23.62) se determină dimensiunea arcurilor.

Ambreiajul poate fi și de construcție inversă, cînd la depășirea unei anumite turații se produce decuplarea prin îndepărtarea saboților sub acțiunea forței centrifuge mărite.

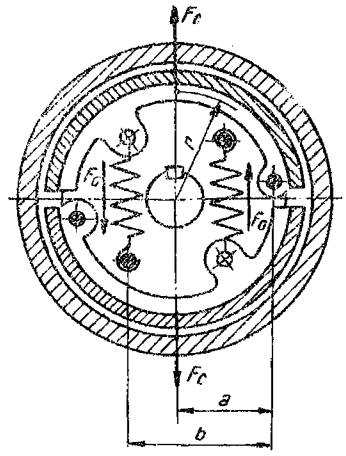


Fig. 23.39.

În locul saboților, între cele două semicuplaje se pot introduce bile sau pilitură de fier antrenate cu niște discuri radiale, cu care este prevăzut discul de pe arborele motor. Cînd se atinge o anumită turație, datorită forței centrifuge bilele sau pilitura sînt apăsate de tamburul de pe arborele condus și mișcarea se transmite prin intermediul lor.

Ambreiajele de siguranță (limitoare de moment). Ambreiajele de siguranță servesc pentru apărarea unor piese din lanțul cinematic de supraîncărcări. În felul acesta piesele pot fi dimensionate pentru momente de torsiune limitate, fără a exista pericolul ruperii sau deteriorării lor.

Cuplajele de siguranță întrerup legătura între doi arbori, fie prin ruperea unei piese dimensionate la limită, fie prin alunecarea unor discuri care transmit puterea datorită frecării sau prin intermediul unor grife care se decuplează etc.

Cele mai simple sînt cuplajele de siguranță bazate pe ruperea unei piese dimensionate la limită. Astfel, cuplajul manșon din figura 23.2 poate fi utilizat drept cuplaj de siguranță. Știfturile sînt dimensionate cu aceleași relații ca în § 23.2 cu deosebirea că rezistența admisibilă se ia τ_r (rezistența de rupere la forfecare) și se calculează pentru momentul de torsiune maxim care se admite a se transmite prin cuplaj.

Au dezavantajul că ruperea producîndu-se brusc iau naștere șocuri, în special la mașini cu turații ridicate, cît și faptul că în urma ruperii știftului, se impune demontarea cuplajului și înlocuirea știftului, ceea ce poate provoca unele dificultăți (în special la ruperi dese).

Drept cuplaje de siguranță pot fi utilizate și ambreiajele cu grife. În acest caz, unul din discuri este deplasabil pe arbore și este apăsat de niște arcuri dimensionate astfel, încît la o anumită supraîncărcare, se decuplează automat, grifele alunecînd una peste alta.

În același scop pot fi utilizate ambreiajele cu fricțiune, la care discul de pe arborele condus este fix, fiind asigurată strîngerea (apăsarea) discurilor cu niște șuruburi. Apăsarea este reglată pentru transmiterea unui anumit moment de torsiune. La depășirea acestuia, suprafețele de contact vor aluneca și cuplul de suprasarcină nu se va transmite de la un arbore la celălalt. De obicei aceste ambreiaje au suprafețele de frecare din oțel călit și lucrează în ulei pentru a evita o uzură prematură. Pentru reducerea uzurii se poate utiliza un releu care în momentul începerii alunecării să deconecteze automat arborele motor.

Ambreiajele direcționale. Ambreiajele direcționale permit transmiterea momentului într-o anumită direcție, bazîndu-se pe faptul că îndată ce elementul motor rămîne în urma celui condus sau acesta din urmă o ia înainte, se produce decuplarea.

Dacă ambreiajul face legătura între un element mobil și unul fix se obține *ambreiajul de sens unic,* cum se întîlnesc la macarale, benzi transportoare, elevatoare, pentru a împiedica deplasarea sarcini în sens opus atunci cînd elementul motor iese din funcțiune (fig. 23.40).

Dacă ambreiajul trebuie să permită elementului condus să se rotească în continuare, atunci cînd elementul motor rămîne în urma celui condus se utilizează *ambreiajele de întrecere* numite și *ambreiaje de cursă liberă* (fig. 23.41). Acesta este, de exemplu, cazul torpedoului de la bicicletă, care permite rotirea în continuare a roții din spate, atunci cînd pedala este menținută fixă. Asemenea ambreiaje se utilizează în scopuri asemănătoare și la antrenarea unor ventilatoare auxiliare pentru turbine, a dispozitivelor de avans la mașini-unelte etc.

În sfîrșit, dacă ambreiajul trebuie să asigure o mișcare pas cu pas într-un singur sens fără a permite rotirea în sens opus se utilizează *ambreiajele direcționale de însumare* (fig. 23.42). Asemenea ambreiaje se întîlnesc la

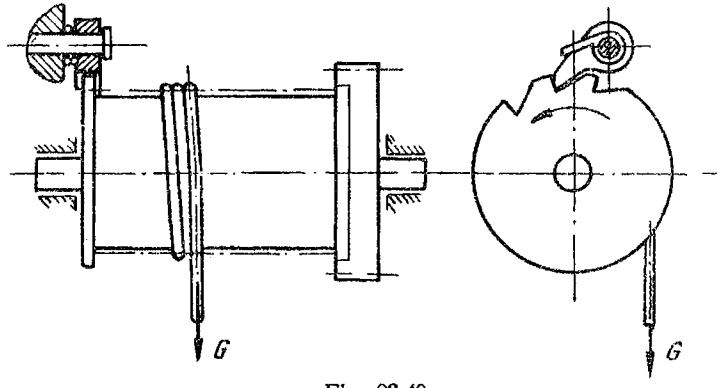


Fig. 23.40.

dispozitivul de rotire a vinciurilor, la dispozitivul de avans al preselor de ștanțat, la mașinile de împachetat etc.

Construcția ambreiajelor direcționale. Din punct de vedere constructiv, aceste ambreiaje se execută cu roți dințate (roți cu clichet) și clichet (ambreiere prin formă) sau cu bile respectiv role prin frecare (ambreiere prin forță).

Ambreiajele direcționale prin formă (cu roți cu clichet) se utilizează în special la ambreiajele de sens unic, în cazul momentelor și vitezelor mici (fig. 23.40).

Ambreiajul funcționează în felul următor: la o rotire a roții în sensul arătat în figura 23.40 clichetul alunecă peste dinți în timp ce el împiedică rotirea roții în sensul opus.

Numărul de dinți z al roții cu clichet se calculează în funcție de unghiul de rotire necesar.

Dimensionarea roților cu clichet (fig. 23.43). Se admite diametrul roții și se calculează numărul de dinți. Modulul rezultă din relația $mz=D$. Lățimea dintelui se calculează cu relația

$$B=\frac{Q}{q_a}=\frac{F_t}{q_a\cos\alpha}, \qquad (23.63)$$

q_a fiind presiunea admisibilă pe unitatea de lățime și F_t forța tangențială.

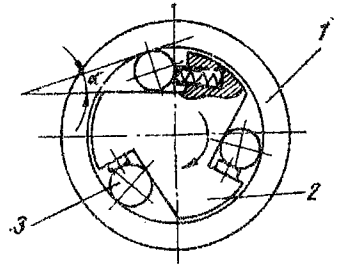


Fig. 23.41.

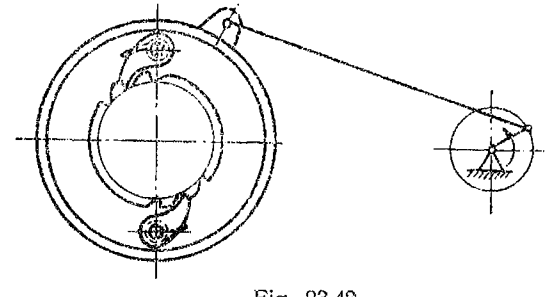
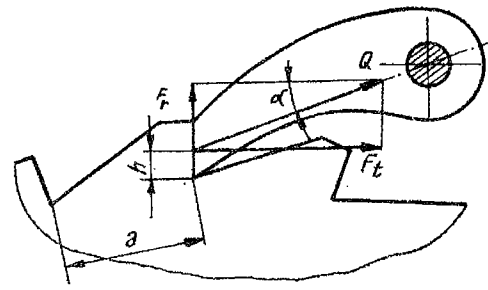


Fig. 23.42.

Fig. 23.43.



Dintele se verifică la încovoiere cu relația :

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} \leqslant \sigma_{ai}. \tag{23.64}$$

Rezistențele admisibile la încovoiere σ_{ai} și presiunile admisibile pe unitatea de lățime sînt indicate în tabelul 23.5.

Date constructive : $z = 6 \ldots 30$; modul — $m > 6$ (de obicei $m = 10 \ldots 20$) $\frac{h}{m} = 0{,}6 \ldots 1{,}0$; $\alpha = 14° \ldots 17°$.

Ambreiajele direcționale cu frictiune (prin forță, cu bile sau role) prezintă o varietate foarte mare de soluții constructive. În figura 23.41 este indicată schema constructivă a unui ambreiaj direcțional cu role.

El constă din două semicuplaje *1* și *2* montate pe cei doi arbori și din rolele *3*, dintre cele două semicuplaje. Pe suprafața semicuplajului *2* sînt tăiate niște canale de formă specială, în care intră rolele.

Cînd arborele se rotește în sensul direct (opus acelor ceasornicelor) rolele sînt libere. Cînd însă arborele legat de piesa *2* se rotește în sensul arătat în figură, rolele se blochează între cele două semicuplaje și asigură transmiterea puterii între cei doi arbori.

De obicei se iau mai mult de trei role, pentru reducerea încărcării pe rolă. Arcurile servesc pentru o repartizare mai egală a sarcinii pe role. Rolele se execută din oțel RUL călit la 60 HRC. Calculul lor se execută la solicitarea de contact, cu formula lui Hertz.

Tabelul 23.5

Rezistențe și presiuni admisibile

Materialul	σ_a N/mm	σ_{ai} N/mm²
Fontă	50 ... 100	20 ... 30
Oțel	100 ... 200	40 ... 70
Oțel călit	200 ... 400	60 ... 100

Cuplajele electrodinamice au început a fi utilizate curent relativ recent (1947/48). Ele constau dintr-un disc montat pe arborele motor și dintr-un tambur montat pe arborele condus. Între disc și tambur este un întrefier inelar umplut cu o suspensie de pulbere de fier în ulei sau amestecată cu grafit. Discul de pe arborele motor are un electromagnet. Cînd trece curent prin acesta, se produce un cîmp magnetic în întrefier, care orientează astfel pulberea de fier încît se înțepenește în întrefier, creind o forță de frecare F_r între cele două piese.

Momentul care poate fi transmis este:

$$M_t = \mu_c F_r r \tag{23.65}$$

unde μ_c este coeficientul de înțepenire (de frecare) a pulberii și r — raza întrefierului.

Cuplajele hidraulice în forma lor cea mai simplă constau dintr-un rotor de pompă montat pe arborele motor, un rotor de turbină montat pe arborele condus și o carcasă rotativă. Rotorul de pompă antrenează un fluid cu care este umplută carcasa și creează în el presiune. Acest fluid trecînd prin paletele turbinei de pe arborele condus, îl pune în mișcare, cuplînd astfel *hidraulic* cei doi arbori. Cuplajele hidraulice și în special transmisiile hidraulice (care transmit puterea prin modificarea momentului de torsiune) au obținut în ultimii 20 de ani o largă răspîndire.

24. ORGANELE MECANISMELOR CU ELEMENTE ARTICULATE

24.1. INTRODUCERE

Mecanismele cu elemente (bare) articulate au o largă răspîndire în construcția de mașini și aparate. Cinematica, cinetostatica și dinamica acestor mecanisme au fost studiate în cadrul cursului de teoria mecanismelor și a mașinilor. În capitolul de față se vor indica metodele de calcul și construcție ale organelor componente ale acestor mecanisme.

În figura 24.1 sînt reprezentate tipurile reprezentative de mecanisme cu elemente articulate.

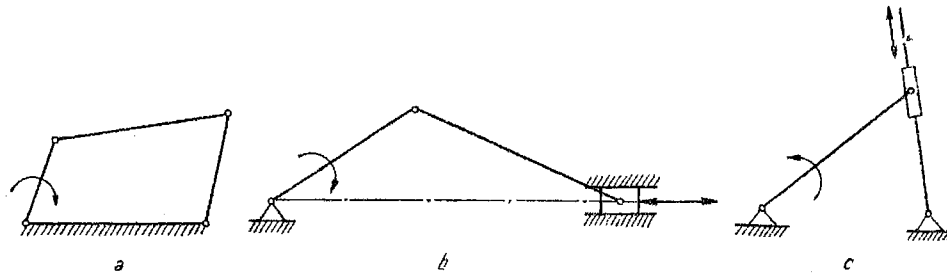
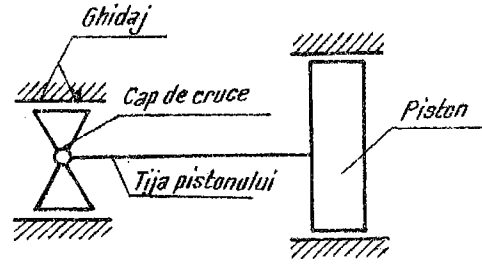


Fig. 24.1.

Fig. 24.2.



Independent de complexitatea mecanismului utilizat, mecanismele cu elemente articulate pot conține următoarele elemente: manivelă, bielă, balansier, culisă și piatră de culisă (fig. 24.1).

Mecanismele cu elemente articulate pot avea o varietate foarte mare de forme constructive. Astfel, de exemplu, în mecanismul bielă-manivelă al unei locomotive cu aburi, elementul piatră de culisă constă din următoarele organe de mașini (fig. 24.2): capul de cruce, tija pistonului și pistonul.

În general, elementele componente ale mecanismelor cu elemente articulate se materializează cu ajutorul următoarelor organe de mașini:

— manivela prin arbori cu manivelă frontală, arbori cotiți și excentrici;
— balansierul numai prin arbori cu manivelă frontală și arbori cotiți;
— biela prin bare de forme și dimensiuni de o varietate foarte mare;
— piatra de culisă prin capete de cruce (în glisiere) și pistoane (în cilindri).

De asemenea, în construcția unor mecanisme cu elemente articulate se utilizează adesea volanți pentru uniformizarea vitezei unghiulare.

Legătura (cuplele cinematice) între organele amintite se realizează prin intermediul unor axe care au diferite denumiri (bolțul pistonului, bolțul capului de cruce) sau a unor fusuri (fus palier, buton de manivelă) montate în lagăre (articulații).

Calculul și construcția bolțurilor, a fusurilor și lagărelor din aceste mecanisme se face cu metodele studiate la capitolele respective din acest curs.

La calculul organelor mecanismelor cu elemente articulate trebuie să se țină seama atît de forțele și de momentele forțelor active și de legătură, cît și de forțele și de momentele forțelor de inerție (calculul acestora s-a studiat la disciplina teoria mecanismelor și a mașinilor).

La unele piese, în special la biele, care execută o mișcare complexă, se pune problema concentrării (reducerii) masei bielei în mai multe puncte (de obicei în cele două capete — concentrare statică, sau la capete și în centrul de greutate — concentrare dinamică). Această concentrare este necesară pentru calculul forțelor de inerție ale pieselor în mișcare.

Totodată, ținînd seama că în aceste mecanisme forțele de inerție și adesea și forțele utile (motoare termice de exemplu) sînt variabile, calculul lor se execută pentru diferite poziții ale manivelei motoare (din 10° în 10°, de exemplu).

24.2. ARBORELE CU MANIVELĂ FRONTALĂ ȘI ARBORELE COTIT

24.2.1. **Probleme de construcție și tehnologie.** Arborele cu manivelă frontală constă dintr-o bară (manivelă) îmbinată fix (sau dintr-o bucată) cu arborele și cu butonul de manivelă prin intermediul căruia este articulat de bielă (fig. 24.3).

Arborele cotit constă din manivele unite între ele prin butonul (fusul) de manivelă și din fusuri paliere (fig. 24.4).

Arborele cotit poate avea un singur cot sau mai multe coturi (în cazul utilizării lui în mecanismele unor motoare policilindrice) cînd coturile sînt de obicei decalate între ele (fig. 24.5).

Arborele cotit prezintă avantajul că lagărele sînt mai uniform încărcate decît în cazul arborelui cu manivelă frontală.

Ca materiale pentru fabricarea arborilor cu manivelă frontală și a arborilor cotiți se utilizează o varietate mare de oțeluri și chiar fonte superioare (fontă cu grafit nodular, de exemplu).

Arborii aceștia se execută prin forjare liberă (la dimensiuni mari) sau prin forjare în matriță (la serii suficient de mari); cei de fontă se toarnă.

Numărul de coturi depinde de tipul motorului, cît și de o serie de factori, ca : echilibrarea, uniformitatea mișcării etc.

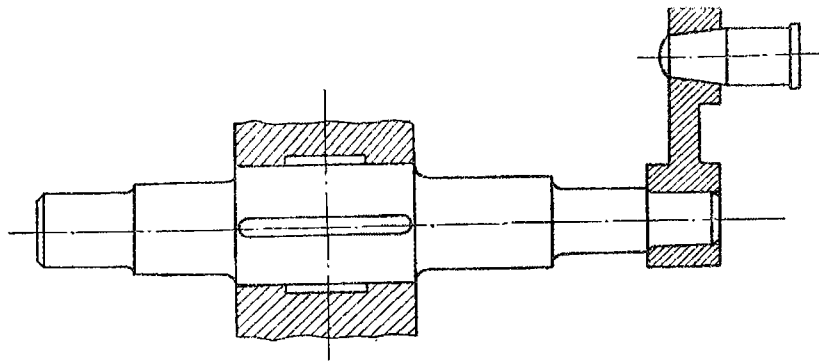


Fig. 24.3.

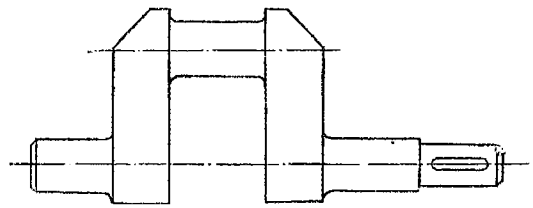


Fig. 24.4.

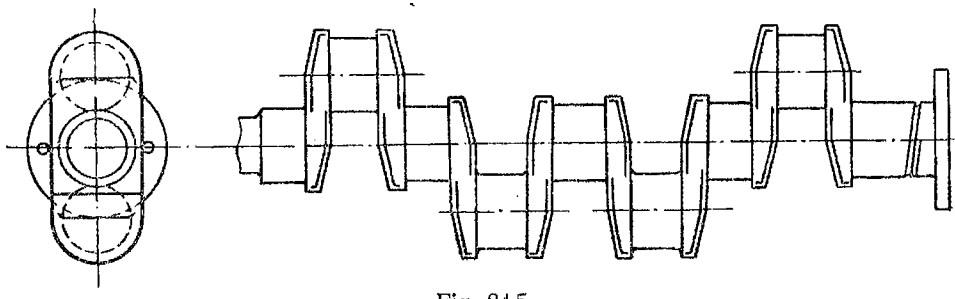


Fig. 24.5.

Pentru a avea o uzură uniformă a fusurilor (să calce pe toată lungimea lor), se construiesc arborii cu $n+1$ fusuri paliere (n — numărul de fusuri de manivelă). Pentru motoare ușoare se construiesc și arbori unde între două fusuri paliere sînt două fusuri de manivelă.

Distanța între fusurile paliere depinde de diametrul cilindrilor, de distanța între cilindri necesară pentru răcire etc.

Arborele cotit se compune din coturi. Fiecare cot, la rîndul său, are două fusuri paliere, un fus de manivelă și două brațe (fig. 24.4). Brațele au de obicei secțiune dreptunghiulară cu dimensiunile:

$$b=(0{,}4\ldots0{,}55)d\,;\qquad h=(1{,}5\ldots1{,}7)d,$$

unde d este diametrul fusului palier (fig. 24.4).

Forma brațelor este foarte variată: dreptunghi, dreptunghi cu două laturi semicirculare, elipsă, cerc etc.

Racordarea între fusuri și brațe trebuie să fie cu o rază cît mai mare ($r \geqslant 0{,}07\,d$).

Adesea se construiesc racordări frezate interior în brațe, care au avantajul că fără a scurta partea cilindrică a fusului (datorită racordării) asigură o reducere simțitoare a concentrării tensiunilor. Canalele de ungere ale arborilor cotiți se fac de 5 ... 15 mm, iar marginile lor se rotunjesc.

Dacă arborele cotit are mai multe coturi, ele se dispun sub diverse unghiuri (90°, 180°, 120°, 60° etc.) pentru a se obține o echilibrare a motorului.

La arbori de dimensiuni foarte mari, pentru ușurarea tehnologiei se execută arbori cotiți asamblați din elemente prin îmbinări cu strîngere (fig. 24.6).

În unele mecanisme (de mașini agricole de exemplu) se utilizează și arbori cotiți realizați prin îndoirea unei bare rotunde.

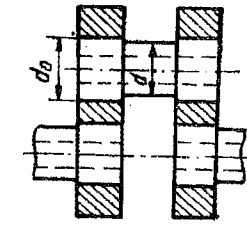


Fig. 24.6.

Fusurile arborilor cu manivelă frontală și ale celor cotiți se rectifică; pentru mărirea rezistenței la uzură se cementează sau se călesc superficial cu flacără sau CIF.

24.2.2. **Calculul arborelui cu manivelă frontală** constă în calculul brațului de manivelă, al corpului arborelui și al lagărelor. Dintre aceste elemente prezintă particularități numai calculul brațului. Dacă asupra brațului acționează o forță oarecare S ea se descompune în două componente : o componentă tangențială T și o forță radială R (fig. 24.7).

Forțele T și R produc mai multe tensiuni asupra brațului de manivelă (fig. 24.8).

Forța R produce ;

— încovoiere în jurul axei x—x ;

$$M_x = Rq \; ; \tag{24.1}$$

— întindere.

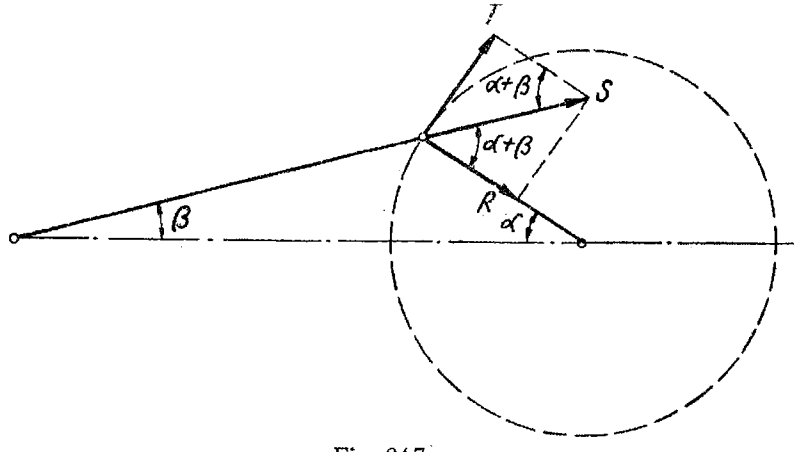


Fig. 24.7.

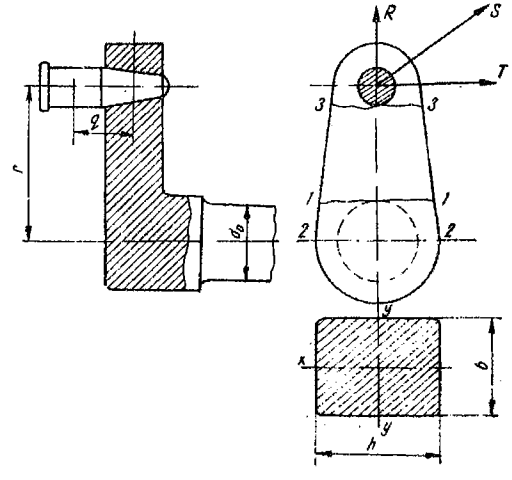


Fig. 24.8.

Forța T produce:

— torsiune:

$$M_t = Tq; \tag{24.2}$$

— încovoiere în jurul axei $y—y$:

$$M_y = T\left(r - \frac{d_0}{2}\right); \tag{24.3}$$

— forfecare.

Tensiunile produse de momente și forțe sînt:

$$\sigma_{ix} = \frac{M_x}{W} = \frac{6Rq}{hb^2}; \tag{24.4}$$

$$\sigma_t = \frac{R}{bh}; \tag{24.5}$$

$$\left.\begin{aligned} &\tau_h = \frac{M_t}{W_{ph}}; \quad \tau_b = \frac{M_t}{W_{pb}}, \\ &W_{ph} \approx \frac{hb^2}{3+1{,}8\,b/h}; \quad W_{pb} \approx \frac{bh^2}{3+1{,}8\,b/h}; \end{aligned}\right\} \tag{24.6}$$

$$M_y = T\left(r - \frac{d_0}{2}\right) = \frac{bh^2}{6}\sigma_{iy};$$

$$\sigma_{iy} = \frac{6T\left(r - \frac{d_0}{2}\right)}{bh^2}; \tag{24.7}$$

$$\tau_f = \frac{3}{2}\,\frac{T}{bh}. \tag{24.8}$$

Avînd stabilite toate tensiunile la care e supus brațul de manivelă se constată că diferitele puncte ale secțiunii nu sînt la fel de solicitate. De aceea trebuie determinate punctele în care tensiunile sînt maxime, iar în aceste puncte să se facă verificarea brațului. În punctele *1*, *2*, *3* și *4* sînt numai tensiuni normale. În punctul *1* se produc numai tensiuni pozitive (de întindere): σ_{ix}, σ_{iy} și σ_t (fig. 24.9).

$$\sigma_1 = \sigma_{ix} + \sigma_{iy} + \sigma_t \leqslant \sigma_a. \tag{24.9}$$

În celelalte puncte se produc și tensiuni de compresiune, deci tensiunile rezultante σ_2, σ_3 și σ_4 sînt mai mici decît σ_1.

În punctele *5* și *7* se produc două tensiuni tangențiale (τ_h și τ_f), o tensiune de încovoiere σ_{ix} și una de întindere σ_t:

$$\sigma_5 = \sigma_{ix} + \sigma_t; \quad \tau_5 = \tau_h + \tau_f. \tag{24.10}$$

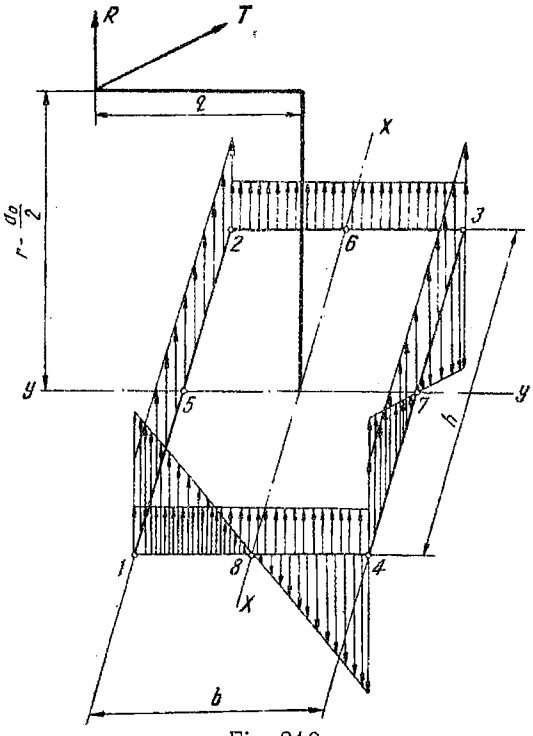


Fig. 24.9.

Tensinea echivalentă este :

$$\sigma_{e5}=\sqrt{\sigma_5^2+3\tau_5^2}\leqslant\sigma_a.$$

În punctul 7, σ_{ix} produce compresiune, deci $\sigma_7<\sigma_5$.

În punctele *6* și *8* se produce torsiune τ_b, întindere σ_t și încovoiere σ_{iy}.

$$\sigma_8=\sigma_t+\sigma_{iy};$$

$$\sigma_{e8}=\sqrt{\sigma_8^2+3\tau_b^2}\leqslant\sigma_a.$$

În concluzie, tensiunile maxime au loc de obicei în punctele *1* și *5*, întrucît σ_{iy} este relativ redus în raport cu σ_{ix}.

Ținînd seama că în aceste calcule nu s-a luat în considerare efectul de concentrare a tensiunilor, rezistențele admisibile se iau relativ mici ($\sigma_a\leqslant 70$ N/mm^2 — pentru oțeluri de calitate).

Există și poziții în care forța T este nulă (punctele moarte), calculul efectuîndu-se în acest caz numai pentru forța R.

Fiind calculate secțiunile principale, se poate efectua o verificare la oboseală în secțiunile periculoase.

24.2.3. **Calculul arborelui cotit** în linii generale se aseamănă cu calculul arborelui cu manivelă frontală, atunci cînd arborele cotit constă dintr-un singur cot (fig. 24.4). Cînd însă arborele cotit are mai multe coturi și mai multe fusuri paliere, el devine static nedeterminat, ceea ce influențează desigur calculul. Dar determinarea tensiunilor efective din diferitele secțiuni ale arborelui cotit mai este îngreunată de faptul că linia de lagăre paliere nu este perfect dreaptă și, ca urmare, jocurile între fusurile paliere și lagăre sînt diferite, ceea ce va influența asupra valorii reacțiunilor din lagăre. În această situație se impune completarea calculului cu măsurarea tensiunilor efective cu una din metodele nedistructive cunoscute.

Calculul unui arbore cotit cuprinde următoarele faze :

a) determinarea forțelor și a momentelor care acționează asupra arborelui ;

b) determinarea reacțiunilor din lagăre, ținînd seama de forma constructivă a arborelui cotit ;

c) calculul tensiunilor din secțiunile periculoase (în special în dreptul concentratorilor de tensiune);

d) verificarea arborelui la oboseală ;

e) înlocuirea coturilor și determinarea unui arbore drept echivalent necesar pentru verificarea arborelui la rigiditate ;

f) calculul vibrațiilor și a tensiunilor produse de acestea.

Forțele și momentele care acționează asupra arborelui cotit depind de tipul mașinii în care lucrează arborele calculat. La arborii cotiți pentru motoare de combustie internă, de exemplu, numărul cilindrilor, dispoziția lor și succesiunea stabilită pentru cursele active ale pistoanelor determină numărul coturilor arborelui motor și poziția unghiulară relativă a coturilor. În timpul unui ciclu — o rotație a arborelui la motoare în doi timpi și două rotații la motoare în patru timpi — forțele și momentele care solicită arborele sînt diferite în fiecare poziție unghiulară a lui din cauza variației presiunilor din cilindru și a variației forțelor de inerție (care devin importante la viteze unghiulare mari).

Pentru calculul arborelui cotit prezintă interes sarcinile care provoacă tensiunile și deformațiile maxime, dar și cele care provoacă tensiuni minime necesare în calculul la oboseală pentru determinarea tensiunilor minime.

Pentru studiul variației forțelor se înscriu într-un tabel forțele active și cele de inerție corespunzătoare la diverse poziții succesive (din 10° în 10°, de exemplu). Din acest tabel rezultă valorile maxime și minime ale forțelor pe baza cărora se calculează valorile extreme ale tensiunilor, calculate pentru pozițiile corespunzătoare ale arborelui cotit.

Calculul tensiunilor se execută în principiu în mod similar ca și pentru arborele cu manivelă frontală.

O problemă specifică arborelui cotit este cea a verificării acestuia la rigiditate, ținînd seama de faptul că rigiditatea arborelui este mult redusă datorită existenței brațelor de manivelă.

Pentru determinarea fibrei medii deformate a unui arbore cotit se pune problema de a înlocui arborele cotit printr-un arbore drept echivalent, care sub acțiunea sarcinilor exterioare să aibă aceeași rigiditate ca și arborele cotit real.

În punctul mort, unde forța tangențială $T=0$, calculul deformației se efectuează pentru forța radială R (fig. 24.10).

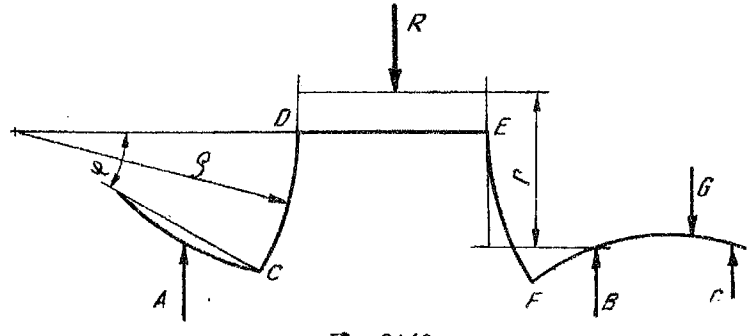


Fig. 24.10.

Sub acțiunea forței R, brațele se încovoaie cu raza ρ. Admițînd că unghiul dintre braț și fus rămîne drept, raza ρ se poate calcula cu relația :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2} = \pm \frac{M_k}{I_k E}.$$

Unghiul de rotire a fusului este :

$$\varphi = \frac{r}{\rho} = \frac{rM_k}{I_k E}, \tag{24.11}$$

unde :

r este raza manivelei ;

I_k — momentul de inerție al secțiunii brațului.

Brațul se înlocuiește printr-un segment de arbore drept care ar produce sub acțiunea momentului M_k același unghi de rotire φ. Unghiul de rotire φ se obține prin integrarea liniei elastice, admițînd că lungimea segmentului de înlocuire Δl este foarte redusă, astfel încît momentul M_k nu se modifică :

$$\operatorname{tg} \varphi_1 \approx \varphi_1 = \int_0^{\Delta l} \frac{M_k dx}{I_x E} = \frac{M_k \Delta l}{I_x E}, \tag{24.12}$$

unde I_x este momentul de inerție al segmentului de arbore drept de înlocuire. Din condiția ca unghiurile φ și φ_1 să fie egale rezultă :

$$\frac{rM_k}{I_k E} = \frac{\Delta l M_k}{I_x E}, \tag{24.13}$$

de unde :

$$I_x = \frac{\Delta l}{r} I_k. \tag{24.14}$$

Astfel arborele cotit a fost înlocuit printr-un arbore drept avînd aceeași rigiditate.

Pentru construcția liniei elastice, suprafața momentelor pentru segmentul de înlocuire este :

$$\frac{I_0}{I_x} M_k,$$

care dă o încărcare fictivă :

$$S = \frac{I_0}{I_x} M_k \Delta l. \tag{24.15}$$

Înlocuind în relația (24.15) valoarea din I_x din relația (24.14) se obține :

$$S = \frac{I_0}{\frac{\Delta l}{r} I_k} \cdot M_k \Delta l = \frac{I_0}{I_x} M_{kr}. \tag{24.16}$$

Deci această suprafață este independentă de Δl și poate fi considerată infinit îngustă, iar sarcina care o produce se desenează în poligonul funicular ca o sarcină care acționează în linia medie a brațului de manivelă.

În mod similar se procedează și în poziții diferite de punctul mort, cînd acționează atît forța radială R, cît și forța tangențială T. Aceasta din urmă răsucește brațul de manivelă făcînd ca fusurile paliere să iasă în afara planului brațului, deci linia elastică prezintă salturi în punctele de racordare ale fusurilor paliere de brațe. Deoarece influența acestora asupra deformației totale a arborelui cotit este redusă, calculul lor poate fi neglijat.

Verificarea arborilor cotiți la vibrații se reduce la determinarea frecvenței proprii a unui arbore drept, pentru că arborii cotiți pot fi reduși la arbori drepți, utilizîndu-se în acest scop diferite relații [29].

O altă simplificare se impune din cauza existenței mai multor mase oscilante. Simplificarea problemei se poate face în două moduri:

a) se consideră numai două mase oscilante, concentrînd masele mici legate de arbore (coturile și bielele) în una singură, cealaltă masă fiind volantul;

b) se consideră că masele legate de coturi sînt uniform repartizate și deci rezultă un arbore cu o masă uniform repartizată și o masă concentrată (volantul).

24.3. EXCENTRICUL

Excentricul este un arbore cu manivelă frontală avînd raza manivelei redusă (fig. 24.11).

El se compune din următoarele părți: un disc așezat excentric pe arbore *a*; o ramă compusă din două semiinele care înfășoară discul excentric *b*; o tijă fixată pe ramă prin șuruburi, pană longitudinală sau făcînd corp comun cu rama *c*.

Excentricul nu poate transmite mișcarea decît de la discul excentric la tijă prin ramă, nu și invers, motiv pentru care el nu se poate utiliza decît pentru materializarea manivelelor (nu și a balansierelor).

Dimensionarea elementelor excentricului se face în felul următor:

Capacul superior al ramei se calculează la încovoiere în ipoteza simplificatorie că forța transmisă prin excentric se repartizează uniform pe capac (se calculează ca și capacul de lagăr — § 21.5.5).

Tija excentricului se calculează la întindere, respectiv compresiune, și se verifică la flambaj (calcul similar cu cel aplicat tijei de bielă).

Diametrul discului se calculează ca un lagăr cu alunecare (la presiune și gripare), iar șuruburile de îmbinare la întindere.

24.2. BIELA

Biela constă din tija bielei și cele două lagăre de capăt, unul mai mare numit cap de bielă, cu care se articulează de butonul manivelei și capul mic (ochiul) bilei cu care se articulează de capul de cruce, piston sau

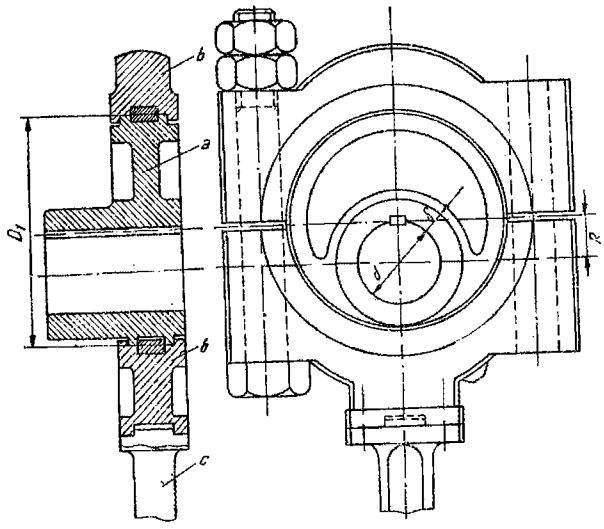


Fig. 24.11.

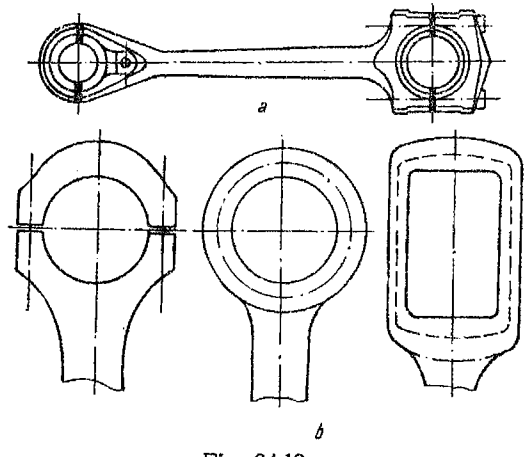


Fig. 24.12.

balansier prin intermediul unui bolț (fig. 24.12, *a*). În afara acestor elemente principale, bielele mai pot avea cuzineți montați în capetele bielei, organe de asamblare atunci cînd capul este deschis (divizat), organe de reglare a jocului dintre cuzineți și fusuri și pentru menținerea distanței dintre centrele fusurilor și dispozitive de ungere.

Bielele au o mare varietate de forme, atît în ceea ce privește secțiunea tijei, cît și în ceea ce privește capetele. Astfel secțiunea tijei poate fi dreptunghiulară, rotundă, inelară, în formă de I. Capetele bielei pot fi rotunde sau dreptunghiulare (în formă de cadru) deschise sau închise (fig. 24. 12, *b*).

Deoarece bielele efectuează o mișcare cu viteză variabilă, ele sînt supuse la forțe de inerție. Pentru a reduce valoarea acestora se tinde a se construi biele cît mai ușoare și totuși suficient de rigide, ceea ce explică forma de I a secțiunii bielei, formă folosită foarte frecvent.

Condiția principală impusă capetelor de bielă este rigiditatea (pentru a împiedeca încovoierea șuruburilor sau formarea de fisuri în stratul de antifricțiune).

Cuzineții se pot monta cu joc în capetele închise, în care caz cuzinetul se rotește în locaș. Aceasta are ca urmare evitarea uzurii unilaterale a cuzinetului, în schimb nu permite compensarea uzurii (cuzinetul uzat trebuie înlocuit).

Materialului de bielă i se cere o rezistență mare la oboseală și o rezilientă mare. De aceea ca material uzual pentru biele se utilizează oțelul carbon și în special OLC 35, OLC 40 și OLC 45 (STAS 880-66). Pentru mecanisme de viteze mari, pentru a reduce forțele care acționează în mecanism se utilizează și aliaje ușoare pentru confecționarea bielelor.

Bielele se execută de obicei prin forjare sau prin matrițare și numai rar se toarnă din oțel și foarte rar din fontă.

O caracteristică constructivă importantă este lungimea bielei. La motoare, această caracteristică se dă ca raport între lungimea bielei și raza manivelei $\left(\lambda = \frac{l_b}{r}\right.$; la motoare cu combustie internă, $\lambda = 3 \ldots 5$; la locomotive, $\left.\lambda = 5 \ldots 10\right)$.

Calculul bielei constă în dimensionarea părților ei componente, ținînd seama de forțele și momentele ce acționează asupra ei.

Tija bielei este supusă la forțe axiale (forțe active și forțe de inerție), care o solicită la compresiune, întindere și flambaj. Ea este de asemenea supusă la încovoiere, tot datorită forțelor de inerție.

Calculul la întindere și compresiune se face cu relațiile obișnuite utilizate în aceste cazuri.

Verificarea la flambaj se face atît în planul de mișcare a bielei, cît și într-un plan perpendicular pe acesta.

În cazul flambajului în planul de mișcare a bielei, biela se consideră dublu articulată. Relația de verificare după E u l e r este:

$$c = \frac{\pi^2 E I_x}{F l_b^2}, \tag{24.17}$$

unde I_x este momentul de inerție al secțiunii tijei față de axa x—x (perpendiculară pe planul de mișcare).

Valoarea coeficientului de siguranță la flambaj este dat în limite foarte largi în literatura de specialitate ($c = 4 \ldots 30$).

În realitate, coeficientul de siguranță este mai mic decît cel calculat, întîi pentru că relația lui E u l e r este valabilă numai pentru secțiuni circulare și dreptunghiulare, și în al doilea rînd pentru că forțele de inerție solicitînd tija la încovoiere produc o săgeată f, astfel că apare un moment încovoietor suplimentar $F \cdot f$ (F fiind forța axială din bielă).

În cazul bielelor, care nu se găsesc în domeniul E u l e r, verificarea se face cu relațiile lui T e t m a j e r. Coeficientul de siguranță față de solicitarea critică în domeniul Tetmajer variază în limitele $c = 1{,}8 \ldots 7{,}0$.

Coeficientul de siguranță față de flambajul în planul perpendicular pe planul de mișcare al bielei se calculează cu relația lui E u l e r pentru cazul barelor dublu încastrate:

$$c_y = \frac{4\pi^2 E J_y}{F l_0^2}. \tag{24.18}$$

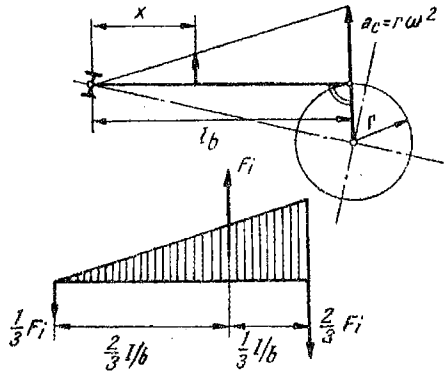


Fig. 24.13.

Datorită forțelor de inerție, biela este supusă la încovoiere în planul ei de rotație. Variația forțelor de inerție de-a lungul bielei depinde de felul mecanismului. Astfel, la mecanisme bielă-manivelă, variația forțelor este aproximativ triunghiulară, fiind maximă în dreptul butonului de manivelă și zero în dreptul pietrei de culisă. La mecanisme patrulater articulat, variația este după o lege aproximativ trapezoidală. Cum însă accelerația capătului balansierului este variabilă și legea de variație a forțelor de inerție este și ea variabilă. La paralelograme articulate, forțele de inerție sînt constante de-a lungul bielei (presupunînd că secțiunea bielei este constantă).

In cazul bielelor din mecanisme bielă-manivelă, tensiunea de încovoiere se determină în felul următor (fig. 24.13):

Incărcarea maximă pe metru liniar a bielei este (pentru biele de secțiune constantă):

$$q_L = rm\omega^2 \cdot \frac{1}{l_b} = A_b l_b \rho r\omega^2 \frac{1}{l_b},$$

$$q_L = A_b \rho r\omega^2 \ [\mathrm{N/m}]. \tag{24.19}$$

Forța de inerție este (ținînd seama de repartiția triunghiulară):

$$F_i = \frac{q_L l_b}{2} = \frac{A_b \rho l_b r\omega^2}{2}. \tag{24.20}$$

Momentul încovoietor în secțiunea x este [2]:

$$M_{ix} = \frac{F_i x}{3}\left(1 - \frac{x^2}{l_b^2}\right). \tag{24.21}$$

Secțiunea unde momentul este maxim se obține prin anularea derivației funcției (24.21):

$$\frac{dM_i}{dx} = \frac{F_i}{3} - \frac{F_i x^2}{l_b^2},$$

de unde:

$$x = \frac{l_b}{\sqrt{3}} \approx 0{,}58\, l_b; \tag{24.22}$$

$$M_{i\,max} = 0{,}128 F_i l_b. \tag{24.23}$$

În aceste relații :

m este masa bielei :
r — raza manivelei ;
l_b — lungimea bielei ;
ρ — densitatea bielei.

În cazul bielelor mecanismelor patrulater articulat forța de inerție se va determina calculîndu-se q_L la cele două capete ale bielei (ținîndu-se seama de accelerația maximă a capătului balansierului). Forța de inerție va fi :

$$F_i = \frac{q_{L1}+q_{L2}}{2} l_b. \tag{24.24}$$

În cazul paralelogramelor articulate :

$$F_i = q_L l_b = A_b l_b \rho r \omega^2. \tag{24.25}$$

Tensiunea de încovoiere în bielă este :

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_b}.$$

Biela fiind supusă la tensiuni variabile, ea trebuie verificată la oboseală. În acest calcul se va ține seama de diagrama de variație a tesiunilor într-o anumită secțiune. De asemenea, în unele cazuri tensiunea maximă de întindere sau de compresiune într-o secțiune este defazată în timp față de tensiunea maximă de încovoiere (de exemplu, la motoare cu combustie internă). În acest caz, la calculul tensiunii maxime cele două tensiuni nu se vor aduna.

La calculul bielelor trebuie să se introducă în calcule și neparalelismul dintre bolțul (de la capătul balansierului, din piston sau capul de cruce) și butonul de manivelă. Acest neparalelism produce tensiuni suplimentare de încovoiere.

Calculul capetelor de bielă depinde de forma acestora. Fiind vorba în general de inele sau de cadre, calculul capetelor se execută cu relațiile de calcul ale inelelor și cadrelor [2], [11].

Calculul șuruburilor de bielă nu prezintă particularități ; trebuie însă să se țină seama de încărcarea variabilă a șuruburilor și deci calculul lor se va face la oboseală (§ 4.4.6). Datorită jocului dintre fus și cuzinet din capul bielei forța se aplică cu șoc, ceea ce mărește pericolul de rupere la oboseală a șuruburilor. Soluții constructive pentru mărirea rezistenței la oboseală a șuruburilor sînt indicate în § 4.2.

24.5. CAPUL DE CRUCE ȘI GLISIERELE

24.5.1. **Capul de cruce** constă din corp, patine și bolț (fig. 24.14). El poate avea o varietate mare de forme constructive în funcție de locul de utilizare (cu una sau două patine, cu suprafață de glisare plană sau cilindrică etc.). În

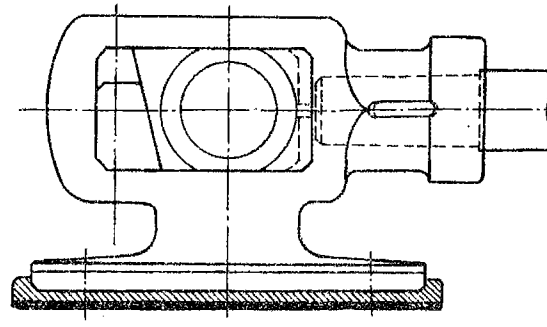


Fig. 24.14.

cazul capetelor de cruce utilizate în construcția motoarelor, corpul este prevăzut cu un manșon prin intermediul căruia capul de cruce se îmbină cu tija pistonului (cu o pană transversală de obicei).

Capul de cruce se execută prin turnare din fontă sau din oțel (mai rar). Pentru realizarea perechii de antifricțiune patinele se căptușesc cu compoziție sau se execută separat din bronz.

Patinele se calculează la presiune de contact admițînd presiuni admisibile relativ mici ($p_a = 0{,}1 \ldots 1$ N/mm^2) și se verifică la gripare — $(pv)_a = 1{,}5 \ldots 5$[N/mm^2 · m/s].

Bolțul capului de cruce se calculează ca un ax supus la încovoiere variabilă.

24.5.2. **Glisierele** materializează elementul fix al cuplei de translație. Deoarece glisierele pot fi destul de lungi (în funcție de cursa capului de cruce) ele se calculează la încovoiere.

În unele mecanisme bielă-manivelă piatra de culisă este materializată de perechea piston-cilindru (motoare cu combustie internă). Deoarece calculul și construcția acestor organe sînt strîns legate de construcția motorului, ele se vor studia la disciplinele de specialitate.

24.6. VOLANTUL

24.6.1. **Introducere.** Așa cum s-a arătat la cursul de teoria mecanismelor, volantul se utilizează în mașini pentru uniformizarea vitezei unghiulare, absorbind energia în perioadele de exces și înapoind-o cînd cererea de energie crește. În funcție de gradul de neuniformitate admis se calculează momentul de inerție al volantului, pe baza căruia se determină diametrul și masa acestuia.

Pentru calculul momentului de inerție există mai multe metode de calcul [7].

În ceea ce privește calculul de rezistență al volantului, cît și soluțiile constructive și tehnologice, ele sînt similare cu cele ale roților de diferite scopuri: roți de curea, roți dințate etc., așa că cele arătate aici sînt valabile în general pentru roți.

4.6.2. **Construcție, materiale și tehnologie.** Pentru a corespunde scopului roțile trebuie să fie bine echilibrate atît static cît și, atunci cînd este cazul, dinamic. Din punct de vedere constructiv, ele constau din butuc, disc sau spițe și obadă. Pentru diametre pînă la 500 mm se utilizează mai frecvent roți cu disc, deoarece sînt mai tehnologice, au în general tensiuni interne mai reduse din turnare și se comportă mai bine la solicitările produse de forțele centrifuge.

Roțile mari ($D > 500$ mm) se execută de obicei prin turnare din fontă, admițîndu-se în acest caz vitezele periferice ale obezii $v \leqslant 30 \ldots 36$ m/s. Peste această limită se utilizează pentru confecționarea roților oțel turnat, care permite viteze care pot depăși chiar 100 m/s. Pentru fabricația de serie mică se execută adesea roțile prin sudare din profile laminate: butucul din fier rotund, discul din tablă, iar obada din platbandă îndoită după diametrul roții.

În afara de oțel și fontă se utilizează pentru execuția roților și alte materiale ca, aliaje ușoare, unele materiale plastice (în special pentru roți mai mici).

La dimensiuni foarte mari ($D > 1\,500$ mm) roțile se execută din două jumătăți asamblate între ele cu șuruburi sau cu inele fretate în dreptul butucului și eclise în dreptul obezii.

Lungimea butucului roților se ia în general:

$$l_b = (1{,}5 \ldots 2)d,$$

unde d este diametrul arborelui pe care se montează roata.

Diametrul butucului se ia de asemenea:

$$d_b = (1{,}5 \ldots 2)d,$$

valori superioare pentru roți din fontă.

Grosimea obezii depinde de scopul roții: la volanți grosimea rezultă din masa necesară; la roți de curea, grosimea se ia constructiv $\left(s = \frac{D}{40} + \right.$ $\left. + 15 \ldots 20 \text{ mm}\right)$.

În cazul roților cu spițe, numărul de spițe depinde de diametrul roții respective.

De obicei, numărul de spițe se ia par. Pentru diametre de roți pînă la 500 mm se iau patru spițe; pentru diametre între 500 și 1 600 mm se iau șase spițe.

Roțile avînd lățimea mai mare de 300 mm se execută cu două rînduri de spițe sau cu două discuri.

Spițele se subțiază spre obadă în raportul $\frac{h}{h_0}=0{,}8$, unde h este grosimea spiței în dreptul obezii, iar h_0 grosimea în dreptul butucului.

Spițele în secțiune pot avea diverse forme: elipsă, dublu T, cerc etc.

24.6.3. **Calculul roților.** Elementele componente ale roților sînt supuse la o stare de solicitare complexă. Astfel în obadă se produc următoarele solicitări:

a) întindere datorită forțelor centrifuge;

b) încovoiere datorită existenței spițelor;

c) încovoiere provocată de momentele de încastrare ale spițelor;

d) în cazul roților de curea, încovoiere produsă de forțele din curea.

Spițele sînt supuse la următoarele solicitări:

a) întindere datorită forțelor centrifuge proprii și celor produse de obadă;

b) încovoiere ca urmare a încastrării în obadă;

c) în cazul roților de curea, încovoiere datorită forței tangențiale (utile) din curea și compresiune, datorită apăsării curelei.

Un calcul riguros, prin care să se țină seama de toate solicitările prezintă dificultăți foarte mari, fără a se obține rezultate absolut precise. De aceea se utilizează în practică un calcul simplificat.

Astfel pentru obadă, calculul se limitează la determinarea tensiunilor produse de forțele centrifuge datorite masei proprii.

După cum s-a văzut (§ 9.5.4), tensiunea de întindere datorită forței centrifuge este:

$$\sigma_{tm}=\rho v^2\,[\mathrm{N/m^2}]=10^{-6}\rho v^2\,[\mathrm{N/mm^2}], \qquad (24.26)$$

unde:

ρ este densitatea materialului obezii [kg/m^3];

v — viteza periferică a roții [m/s].

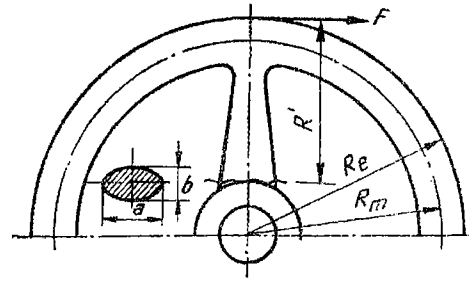
Relația (24.26) permite calculul vitezei limită, pentru anumite materiale de roți avînd anumite valori ale rezistenței admisibile. De exemplu, pentru roți din fontă, la care se admite $\sigma_{at}=10^7$ N/m^2, viteza limită este:

$$v_{lim}=\sqrt{\frac{\sigma_{at}}{\rho}}=\sqrt{\frac{10^7}{7{,}85\cdot 10^3}}=36\ \mathrm{m/s}.$$

Rezistențele admisibile se iau mici pentru a ține seama pe această cale de complexitatea tensiunilor care acționează asupra roții.

Spițele se calculează numai la momentul încovoietor produse de forțele tangențiale. In cazul volantului se ia forța tangențială maximă din diagrama forțelor tangențiale. Deoarece forțele tangențiale acționează la brațul de manivelă r, acestea se reduc la raza R'_m care trece prin centrul de greutate

Fig. 24.15.



al secțiunii obezii (fig. 24.15). Admițînd că momentul încovoietor este preluat în mod egal de toate brațele, relația de calcul este :

$$M_i = \left(T_{max}\frac{r}{R_m}\right) R' = z_s W \sigma_i , \qquad (24.27)$$

unde W este momentul de inerție al secțiunii brațului.

În cazul roților de curea se admite că forța periferică este preluată de o treime a numărului de spițe. Ca urmare relația de calcul este :

$$M_i = F_t R' = \frac{z_s}{3} W \sigma_i , \qquad (24.28)$$

Rezistența admisibilă pentru roți de fontă se ia :

$$\sigma_{ai} \approx 30 \text{ N/mm}^2 ;$$

pentru roți de oțel turnat se poate lua :

$$\sigma_{ai} = 50 \ldots 60 \text{ N/mm}^2 .$$

25. ORGANELE DE CONDUCERE ȘI REGLARE A CIRCULAȚIEI FLUIDELOR

25.1. DEFINIȚIE. CLASIFICARE

Conductele sînt organe care separă pe un traseu determinat un spațiu închis, care servește la transportul și distribuția unui fluid.

De obicei fluidul umple în întregime secțiunea transversală a conductei udînd complet perimetrul interior al acesteia. Cazul particular al conductelor cu perimetrul interior udat parțial îl constituie canalele.

Pentru îmbinarea organelor de conducere se folosesc o serie de variante constructive ca : sudură, mufe, îmbinări filetate, flanșe și fitinguri.

Organele de închidere sînt organe care servesc la închiderea circulației fluidului, la reglarea debitului sau presiunii acestuia, cît și la dirijarea lui pe rețeaua de distribuție.

Armăturile sînt dispozitive sau aparate montate pe conducte, cazane, rezervoare sau pe instalații similare destinate distribuirii, depozitării sau transportului de fluide.

În tabelul 25.1 este indicată o clasificare a acestor organe.

Tabelul 25.1

Clasificarea organelor de conducere și închidere a circulației fluidelor

Organe de conducere și reglare — Conducere; Îmbinare; Închidere; Speciale

25.2. ORGANELE DE CONDUCERE

Organele de conducere sînt țevile și tuburile (de obicei, țevi se numesc cele din oțel sau metale neferoase și tuburi cele din beton sau fontă).

Ele pot avea secțiuni de diferite forme: circulare, pătrate, eliptice, ovoidale etc.

Țevile (tuburile) se pot executa printr-o mare varietate de procedee tehnologice: laminare (Mannesmann, Erhard), sudare (elicoidală sau după generatoare), turnare (fontă, ciment, oțel), extrudere (materiale plastice).

Calculul țevilor se execută de obicei în funcție de presiunea interioară sau exterioară care acționează asupra lor.

În cazul țevilor la care $\frac{D_{ext}}{D_{int}} \leqslant 1{,}5$, grosimea țevii se calculează cu formula cazanului (vase cu pereți subțiri), utilizîndu-se relația (bazată pe ipoteza a III-a de rupere):

$$s = \frac{pD}{2\sigma_a \varphi} + a, \tag{25.1}$$

unde φ este un coeficient de rezistență sau de utilizare (v. § 2.4.3).

Se utilizează adesea și relația:

$$s = \frac{pD}{2{,}3\sigma_a \varphi} + a, \tag{25.2}$$

bazată pe ipoteza a IV-a de rupere.

Rezistența admisibilă se determină pe baza principiilor indicate în § 1.2.1, ținîndu-se seama de condițiile de funcționare ale țevii.

Adaosul a se datorește abaterilor negative a_a ale grosimii și în special coroziunii a_c. Adausul pentru abaterile negative se ia:

$$a_a = 1 \text{ mm} \quad \text{pentru } (s-a) \leqslant 20 \text{ mm};$$
$$a_a = 0 \quad \text{pentru } (s-a) > 20 \text{ mm}.$$

Adaosul de coroziune depinde de agresivitatea fluidului de rezistența chimică a conductei și de durabilitatea conductei:

$$a_c = v_c T, \tag{25.3}$$

unde:

v_c este viteza de pătrundere a coroziunii [mm/an];
T — durata de funcționare [ani].

La conducte din oțel care lucrează în condiții de coroziune atmosferică $a_c = (1 \ldots 3)$ mm.

Diametrul interior al țevii D_i se determină din calculul hidraulic în funcție de debitul maxim care trece prin conductă Q_{max} [m³/s] și viteza maximă v_{max} [m/s]. Astfel la o conductă de secțiune circulară debitul este:

$$Q_{max} = \frac{\pi D_i^2}{4} v_{max}.$$

Diametrul interior al conductei rezultă:

$$D_i = \sqrt{\frac{4Q_{max}}{\pi v_{max}}} = 1\,130 \cdot \sqrt{\frac{Q_{max}}{\pi v_{max}}} \text{ [mm]}. \tag{25.4}$$

Dacă raportul $\frac{D_{ext}}{D_{int}}$ este mare, deoarece D din relațiile (25.1) și (25.2) este diametrul mediu, se scrie:

$$D = D_i + s,$$

iar relațiile de mai sus devin:

$$s = \frac{pD_i}{2\sigma_a \varphi - p}, \quad \text{respectiv} \quad s = \frac{pD_i}{2{,}3\sigma_a \varphi - p}. \tag{25.5}$$

La calculul tuburilor din materiale plastice trebuie să se țină seama și de fenomenele reologice (fluaj) care au loc la aceste materiale. Grosimea peretelui este:

$$s = \frac{p_i D_i}{2\sigma_t} = \frac{p_i D_i}{2E\varepsilon} = \frac{p_i D_i}{2E\dfrac{\Delta D_i}{D_i}}. \tag{25.6}$$

Admițînd o valoare experimentală pentru ΔD_i, deformația plastică totală pe timpul de exploatare (de exemplu, $\Delta D_i = 10$ mm în timp de 5 ani), grosimea s a peretelui rezultă:

$$s = \frac{pD_i^2}{2E\Delta D_i}. \tag{25.7}$$

Ca verificare se calculează tensiunea σ_t cu relația (25.1):

$$\sigma_t = \frac{p_t D_t}{2s} \leqslant \sigma_{at},$$

unde:

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_r}{c};$$

$$c = 4 \ldots 10.$$

25.3. ORGANELE DE ÎMBINARE A CONDUCTELOR

25.3.1. Descriere. Clasificare. Îmbinarea conductelor, indiferent de procedeul folosit trebuie să satisfacă următoarele condiții: etanșeitate, rezistență, rigiditate, stabilitate chimică și termică, rezistențe hidraulice minime, durabilitate impusă de destinația și amplasarea lor.

În tabelul 25.2 se indică o clasificare a acestor organe de îmbinare.

Îmbinările prin sudare au o largă răspîndire în construcția conductelor din oțel, metale neferoase, materiale plastice (PCV) etc. Îmbinarea prin sudare este mult mai ieftină decît cea cu flanșă, însă nu este rațională în cazul demontărilor dese.

Se folosește atît sudarea cap la cap a elementelor, cît și cea de colț, obținute printr-o gamă variată de procedee care trebuie să asigure condițiile unei bune îmbinări.

Tabelul 25.2

Clasificarea organelor de îmbinare a țevilor și tuburilor

- Organe de îmbinare
  - Sudură
  - Lipitură
  - Mufe
  - Presetupe
  - Îmbinări filetate
  - Flanșe
  - Speciale
    - racord olandez
    - în baionetă
  - Fitinguri (piese fasonate)
    - coturi (curbe)
    - ramificații
      - simple (teuri)
      - duble (cruce)
    - piese de închidere
      - dopuri
      - flanșe oarbe
      - capace
    - reducții
    - sifoane

Îmbinările prin lipire se folosesc relativ rar la conductele metalice și mai des la îmbinarea conductelor nemetalice.

La tuburile din beton, îmbinarea se face prin umplerea interstițiului între două elemente cu mortar sau lapte de ciment. Pentru o mai bună etanșeitate se folosește îmbinarea cu buză și cep.

Conductele și piesele de legătură din textolit se îmbină cu chit pe bază de rășini fenolformaldehidice și se presează etanș.

Îmbinarea prin mufă (fig. 25.1) asigură etanșeitatea între elemente cu ajutorul unui material de etanșare, presat la montare într-un spațiu inelar, creat special la capetele elementelor care se îmbină.

La îmbinarea prin mufă la abateri mici de la coaxialitate se păstrează etanșeitatea îmbinării, însă este nesigură la presiuni relativ mari ($p > 10^6$ N/m^2); de asemenea demontarea îmbinării se face cu dificultăți.

Ca material de etanșare se folosesc cîlți sau sfoară de cînepă impregnate cu gudron.

Îmbinările cu presetupă sînt folosite mai mult în cazul materialelor fragile (fontă, sticlă) și la presiuni nu prea înalte.

Funcționarea presetupei se bazează pe crearea unei presiuni de etanșare radiale pe peretele exterior al conductei, prin strîngerea axială a unui material moale numit garnitură (fig. 25.2).

Acest tip de îmbinare poate prelua jocuri axiale relativ mari ale țevilor, motiv pentru care se folosesc la construcția unor compensatoare de dilatare.

Dezavantajul lor constă în nesiguranța etanșeității îmbinării, necesitatea de înlocuire periodică a garniturii, efortul relativ mare necesar strîngerii suficiente a garniturii, costul ridicat al îmbinării.

Îmbinările filetate (fig. 25.3) sînt mai rar folosite decît cele sudate și numai la conducte de joasă presiune de aer comprimat, abur și la conducerea apei. Se folosesc la conducte de oțel, fontă maleabilă, textolit, PCV rigid, deoarece celelalte materiale nu suportă în mod satisfăcător filetarea. Filetul utilizat este filetul etanș (G).

Îmbinările cu flanșe asigură rezistența și etanșeitatea conductei la locul de îmbinare, prin strîngerea cu ajutorul șuruburilor a suprafețelor de etanșare, care pot avea diferite forme (fig. 25.4).

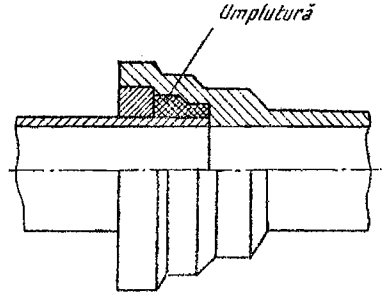


Fig. 25.1.

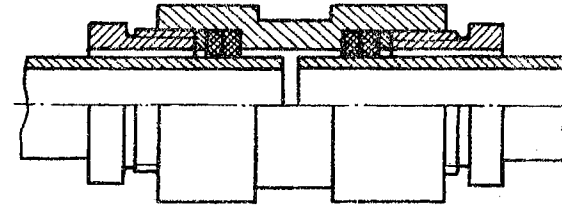


Fig. 25.2.

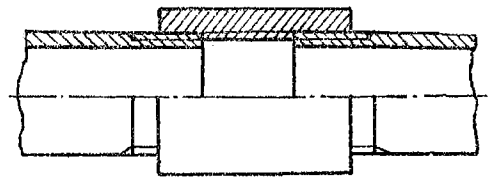


Fig. 25.3.

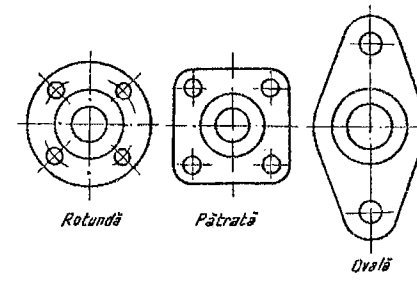


Fig. 25.4.

La îmbinarea cu flanşe se creează o strîngere de etanşare suficient de mare pentru micşorarea interstiţiilor capilare; pentru micşorarea strîngerii necesare se introduce o garnitură.

Garniturile sînt materiale mai moi decît suprafeţele de etanşare. Drept garnitură se folosesc: cartonul, clingheritul, cauciucul cu sau fără inserţii textile, azbestul, PCV, azboaluminiu, plumb, cupru, alamă, textolit, viniplast, polietilenă, teflon etc.

O caracteristică a îmbinărilor cu flanşe este forma suprafeţelor de etanşare (fig. 25.5):

— plane cu şanţuri de etanşare (25.5, *a*);
— cu prag şi adîncitură (25.5, *b*);
— cu prag şi şanţ (25.5, *c*);
— cu canal şi pană (25.5, *d*);
— pentru garnituri lenticulare (25.5, *e*);
— cu mandrinarea marginilor (25.5, *f*);
— cu şanţ pentru garnituri metalice ovale (25.5, *g*).

Pentru îmbinarea flanşelor cu conductele se folosesc o mare varietate de soluţii constructive.

La conductele turnate din oţel se foloseşte soluţia flanşelor turnate o dată cu corpul conductei (fig. 25.6).

La ţevile laminate se foloseşte o mare varietate de soluţii pentru fixarea flanşelor depinzînd de temperatura şi presiunea lichidului cît şi de posibilităţile de execuţie şi montaj. Principalele tipuri de îmbinări sînt următoarele: sudate, filetate, mandrinate, libere (fig. 25.7).

25.3.2. **Calculul îmbinărilor cu flanşe.** Numai în cazul folosirii flanşelor nestandardizate este necesar să se execute un calcul al flanşei; flanşele standardizate se aleg în funcţie de diametrul ţevii pe care se montează şi de presiunea şi temperatura fluidului.

La proiectarea îmbinării cu flanşă este necesar să se rezolve atît problema etanşeităţii, cît şi cea a rezistenţei.

Problema mai complexă a asigurării etanşeităţii depinde de foarte mulţi factori, în special de calitatea execuţiei şi a montajului. De asemenea, variaţia calitativă a materialului garniturii este mai mare în acelaşi lot de

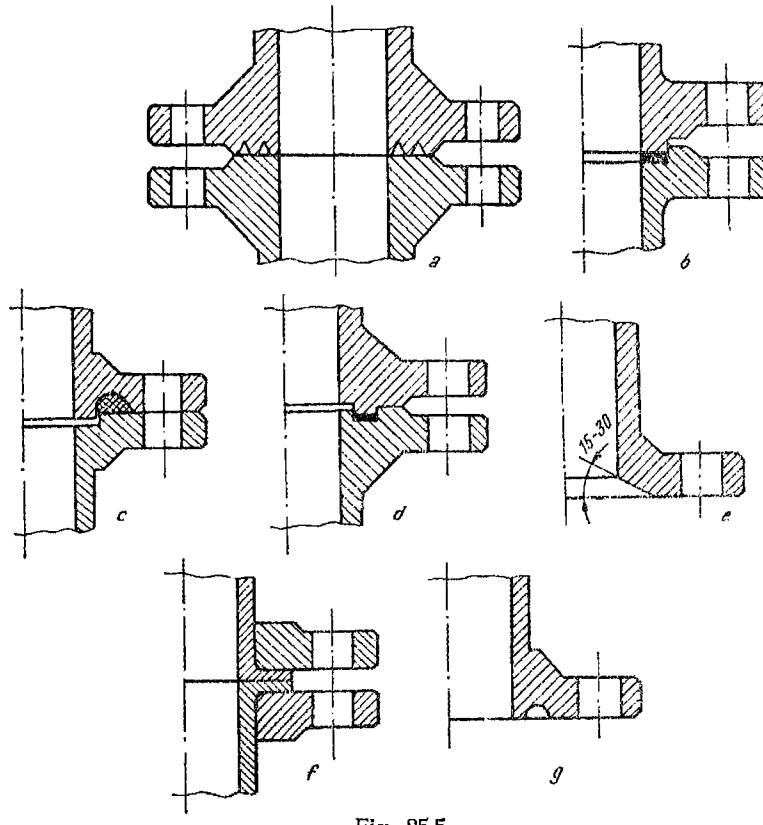


Fig. 25.5.

garnituri decît pentru oţelurile de construcţie. In consecinţă, acest calcul e mult mai puţin precis decît calculul de rezistenţă al flanşei.

Pentru obţinerea etanşeităţii cerute, garnitura trebuie să fie comprimată prin strîngerea îmbinării în aşa fel încît ea să se strivească şi prin aceasta să umple asperităţile de pe suprafaţa ei şi de pe suprafeţele de etanşare ale flanşelor.

Forţa necesară pentru comprimarea iniţială a garniturii este :

$$F_g = \pi b D_m \lambda p_0 , \qquad (25.8)$$

unde :

b este lăţimea efectivă a garniturii [mm];
D_m — diametrul mediu al garniturii [mm];
p_0 — presiunea necesară pe suprafaţa de etanşare [N/mm²];
λ — coeficient de strîngere a garniturii.

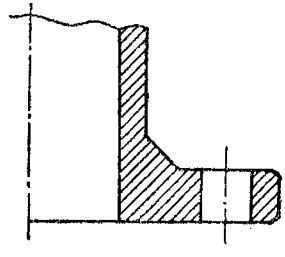


Fig. 25.6.

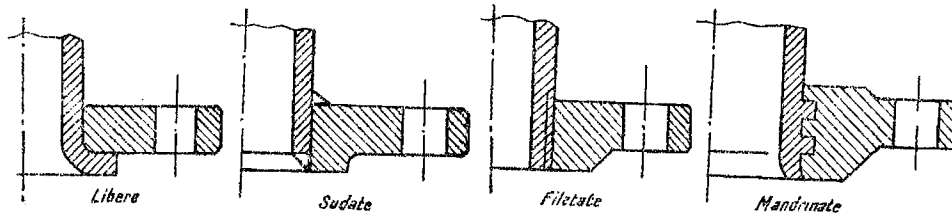


Fig. 25.7.

Valorile coeficientului λ și ale presiunii p_0 sînt indicate în tabelul 25.3. Presiunea p_0 se ia în funcție de material, de grosimea și de forma garniturii. Pentru garniturile de clingherit și azbest, dependența lui p_0 față de grosimea inițială a garniturii δ_0 este indicată în tabelul 25.4.

La strîngerea garniturilor metalice, metalul garniturii trebuind să ajungă la curgere, valorile lui p_0 se iau în funcție de σ_c, luîndu-se pentru garnituri metalice plane:

$$p_0 = \left(1+0{,}32\,\frac{b}{\delta_0}\right)\sigma_c. \qquad (25.9)$$

Din cauza diferenței de temperatură (între flanșă și șurub) are loc o dilatare împiedicată a flanșelor căreia îi corespunde o forță suplimentară (v. § 4.4.7):

$$Q = \frac{1}{c_s+c_p}\,(\alpha_p l_p \Delta t_p - \alpha_s l_s \Delta t_s),$$

Tabelul 25.3

Coeficientul λ și presiunea de etanșare p_0

Materialul garniturii	λ	p_0 [N/mm²]
Azbest armat cu sită de sîrmă	2,5	32
Aluminiu moale	4,0	70
Cauciuc de duritate medie	0,5	3,5
Cauciuc moale cu inserție textile sau cauciuc dur	0,750	5,3
Cauciuc dur cu inserție textile	1	7
Cupru moale	4,75	100
Clingherit sau azbest presat	1,5	32
Oțel moale	5,5	130
Oțel inoxidabil austenitic	6,5	170

Tabelul 25.4

Valorile presiunii p_0 în funcție de grosimea garniturii δ_0

δ_0 mm	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,5	2	3
p_0 N/mm²	40	34	30	21	17	14	12	10

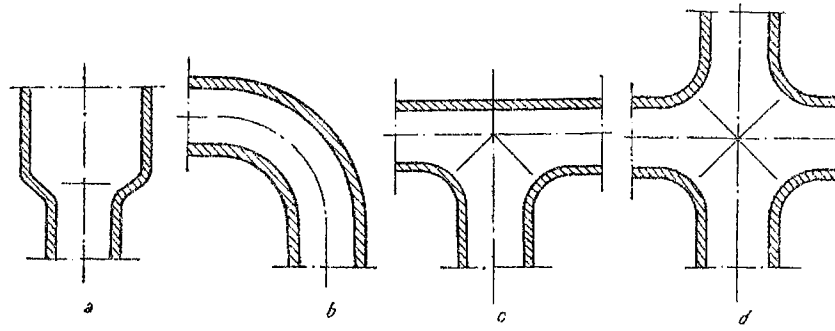


Fig. 25.8.

unde :

c_s, c_p sînt coeficienții de rigiditate ai șuruburilor respectiv ai flanșei [relațiile (4.5.5)];

α_s, α_p — coeficienții de dilatare termică liniară;

l_s, l_p — lungimea activă a șuruburilor respectiv grosimea flanșelor;

Δt_s; Δt_p — diferența dintre temperatura de exploatare și cea inițială a șuruburilor respectiv a flanșelor.

În cazul cînd se impun anumite modificări ale traseului sau secțiunii conductelor se folosesc fitinguri. Acestea sînt: reducții (fig. 25.8, *a*), coturi (fig. 25.8, *b*) și ramificații — simple sau duble (fig. 25.8, *c*, *d*).

25.4. ORGANELE DE ÎNCHIDERE A CIRCULAȚIEI FLUIDELOR

25.4.1. Clasificare. Organele de închidere prezintă o mare varietate de forme. În tabelul 25.5 se indică o clasificare a organelor de închidere.

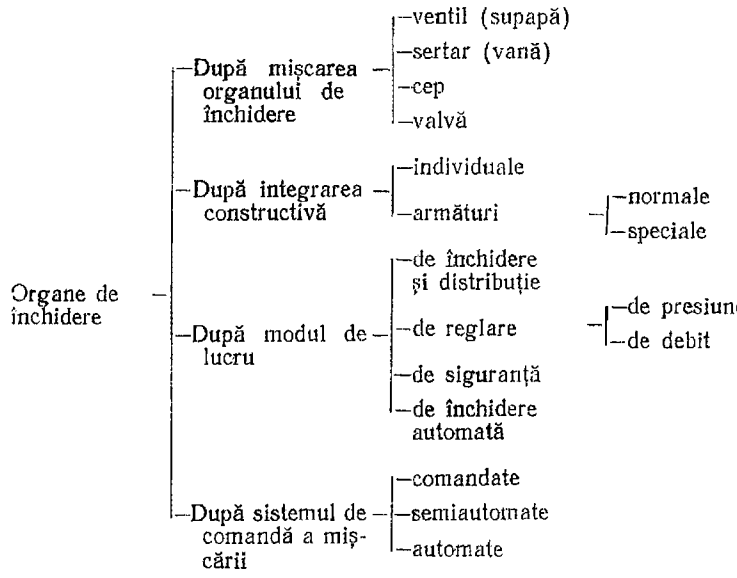
Armăturile de închidere și distribuție asigură întreruperea curgerii fluidului pe anumite porțiuni de conductă. Întreruperile curgerii continue prin conductă trebuie să se realizeze complet în poziția închisă a organului de închidere. În poziția deschisă a organului de închidere, armătura în ansamblul ei trebuie să asigure rezistențe de curgere hidrodinamice cît mai mici pentru fluidul respectiv.

Armăturile de reglare sînt montate în instalații complexe la care fluidul reprezintă mediul de lucru. Armăturile de reglare trebuie să asigure anumite concordanțe între parametrii respectivi. În general armăturile de reglare nu asigură posibilitatea închiderii complete.

Armăturile de siguranță și reținere au menirea de a limita creșterea periculoasă a unuia din parametri, de a preveni sau localiza avariile sau să blocheze într-un timp foarte scurt trecerea fluidului dintr-o parte în altă.

Tabelul 25.5

Clasificarea organelor de închidere



Din punctul de vedere al construcției toate armăturile conțin două elemente principale :

a) organul de acționare ;

b) organul de execuție a comenzii.

Organul de închidere are două suprafețe de etanșare, una fixă numită scaun, așezată în corpul robinetului, și una mobilă, prin deplasarea căruia se asigură funcționarea armăturii.

Tipurile principale de organe de închidere sînt indicate în figura 25.9 :

— *la ventile* (fig. 25.9, *a*) direcția de mișcare coincide cu aceea a fluxului de fluid ;

— *la sertare* (fig. 25.9, *b*) direcția de mișcare este perpendiculară pe aceea a fluxului de fluid ;

— *cepurile* (fig. 25.9, *c*) execută o mișcare de rotație în jurul axei lor geometrice ;

— *valvele* (fig. 25.9, *d*) sînt în formă de disc care se rotește în jurul unei axe paralele cu suprafața de etanșare, care este de obicei normală pe direcția fluxului de fluid ; un caz particular de valvă este clapeta (fig. 25.9, *e*).

În construcția de mașini și agregate se folosesc organele de închidere sub formă individuală, făcînd parte organică din utilajul respectiv (ventilele din circuitul de ulei de exemplu) sau ca organe componente ale unor dispozitive de închidere complexe care fac parte din categoria armăturilor.

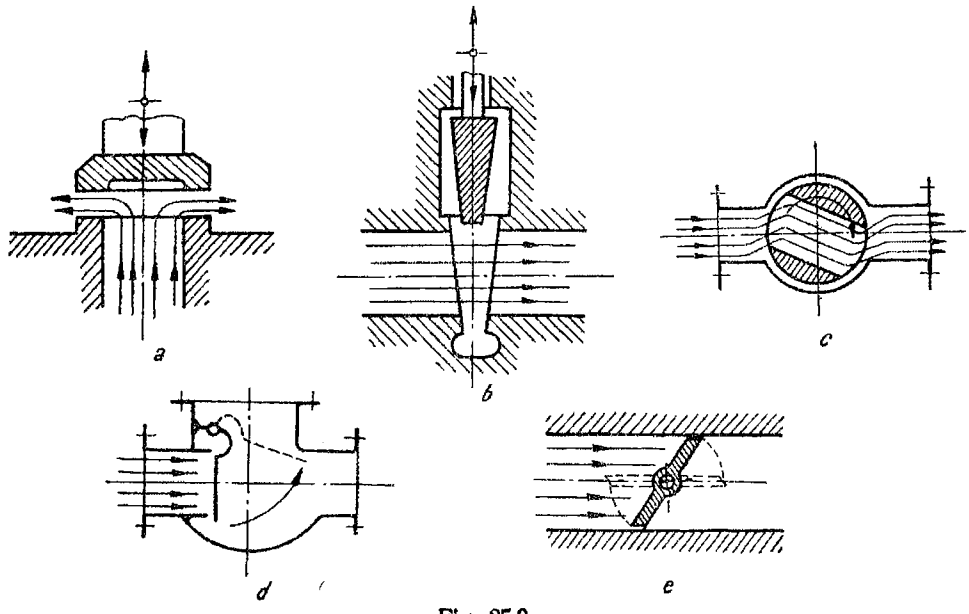


Fig. 25.9.

Armăturile normale se numesc de obicei robinete (robinete cu ventil, cu sertar, cu cep, cu valvă).

Supapele de siguranță, regulatoarele de presiune, indicatoarele de debit, de nivel, de presiune etc. sînt *armături speciale.*

Armăturile de reglare pot fi cu reglare manuală, semiautomată și automată. La reglarea automată operația modificării parametrului supus reglării determină apariția unei forțe care se poate transmite la organul de închidere a robinetului de reglare direct (de exemplu, regulator centrifugal) sau indirect (de exemplu, servomotor).

Se mai folosesc și robinete de laminare ; acestea în mod obișnuit se utilizează la reglarea unui singur parametru (presiunea). În comparație cu celelalte tipuri de organe de închidere, organul de reglare este prevăzut, pe lîngă suprafața de etanșare, cu o suprafață de laminare. Organul de laminare determină secțiuni de trecere precis reglate. Fiecărei secțiuni astfel reglate îi corespunde o anumită valoare a presiunii.

Armăturile de siguranță și reținere asigură funcționarea unei mașini în limitele prescrise ale unui proces tehnologic. Supapele de siguranță sînt folosite pentru menținerea presiunii. Suprafața de reținere sau clapetele asigură desfășurarea procesului într-un anumit sens. De asemenea se mai folosesc și supapele de preaplin pentru reglarea fluidului la nivele dinainte stabilite.

25.4.2. **Condițiile impuse organelor de închidere** sînt următoarele:

a) asigurarea unei închideri etanșe;

b) rezistență hidrodinamică minimă în poziția deschisă;

c) rezistență mecanică;

d) rezistență la agenți corosivi;

e) rezistență la temperaturi ridicate (dacă este cazul);

f) montaj și întreținere simplă, cît și comandă ușoară a organului de închidere;

g) respectarea standardelor și a prescripțiilor de securitate a muncii.

Ținînd seama de marea răspîndire a acestor organe de mașini, standardizarea lor este foarte dezvoltată. În afara standardizării constructive sînt standardizate și diametrele nominale în seria normală de numere, cît și presiunile nominale.

25.4.3. **Organele de închidere cu ventil (supapă)** constau din următoarele elemente (fig. 25.10): talerul *1*, tija *2*, scaunul *3* și elementele cu ghidare *4*. Talerul ventilului are rolul de a obtura secțiunea de trecere; tija ventilului servește pentru acționarea talerului; scaunul ventilului este piesa fixă a suprafeței de etanșare; suprafețele de ghidare au rolul de a asigura o așezare corectă a talerului pe scaunul său.

Diametrul nominal al ventilului se consideră diametrul secțiunii cele mai mici de trecere. El se ia la armături egal cu diametrul nominal al conductei pe care e montată armătura, iar la ventile individuale se calculează în funcție de debitul și de viteza admisibilă de trecere a fluidului (v. § 25.2).

Cursa ventilului (înălțimea de ridicare) rezultă pentru ventile cu suprafața de etanșare plană, scriind egalitatea între debitul de curgere prin conductă și prin ventil (fig. 25.11):

$$\frac{\pi D_n^2 v_n}{4} = \pi D_1 h w_n . \qquad (25.10)$$

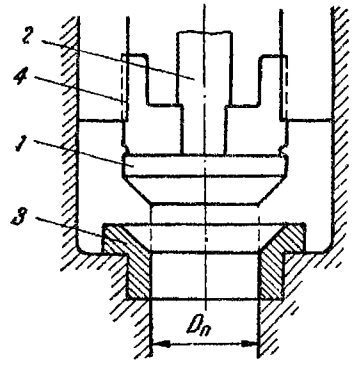


Fig. 25.10.

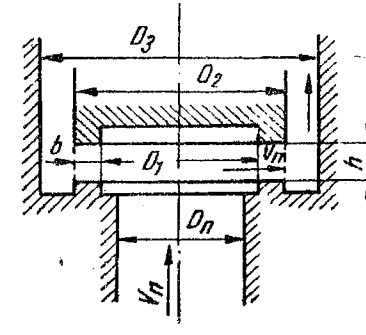


Fig. 25.11.

Pentru $D_1 = D_n$ (caz frecvent) rezultă :

$$h = \frac{D_n}{4}. \qquad (25.11)$$

Pentru a ține seama de pierderea de viteză datorită efectului de schimbare de direcție a fluidului, cursa ventilului se mărește față de cea calculată. În figura 25.12 este prezentată construcția unui robinet cu ventil.

25.4.4. **Organele de închidere cu sertar** în comparație cu cele cu ventil prezintă următoarele avantaje :

— rezistență hidrodinamică mai mică ;
— permit trecerea fluidului în aceleași condiții în ambele sensuri ;
— la același diametru nominal au lungime mai mică.

Ele prezintă însă și unele dezavantaje :

— cost mai ridicat ;
— întreținere mai dificilă deoarece este mai greu accesibil ;
— uzură mai rapidă a suprafețelor de etanșare, deoarece deschiderea și închiderea se face cu frecare ;
— cursă de deschidere-închidere mai mare.

Din punct de vedere constructiv există mai multe variante de organe de închidere cu sertar : cu sertar-pană, cu sertar paralel, cu sertar cilindric etc. Față de organele de închidere cu ventil, cele cu sertar conțin în plus elemente de etanșare și apăsare a fețelor sertarului pe suprafețele de etanșare. În figura 25.13 este prezentat un robinet cu sertar paralel. La acesta etanșarea suprafețelor se face cu inele de etanșare, iar apăsarea lor cu un arc elicoidal.

25.4.5. **Organele de închidere cu cep** conțin în construcția lor cepul de formă tronconică *1*, ajustat în suprafața scaunului *2* (fig. 25.14).

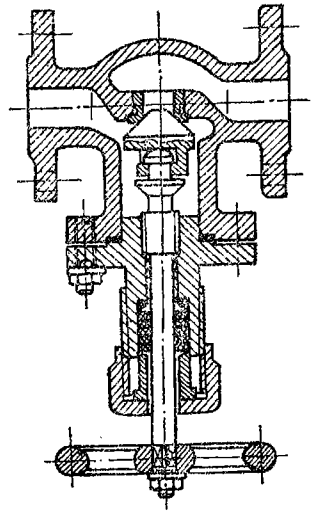


Fig. 25.12.

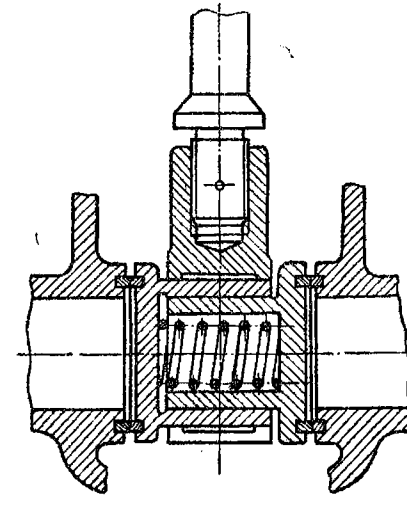


Fig. 25.13.

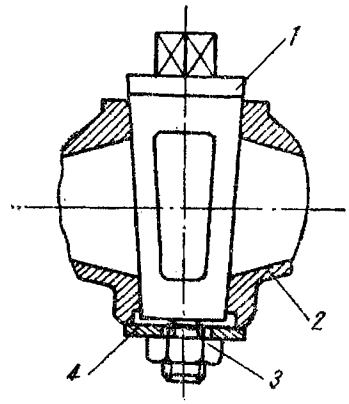


Fig. 25.14.

Pentru strîngerea cepului pe suprafața de etanșare se folosește piulița *3* și rondeaua *4*.

La organele de închidere cu valvă, elementul de închidere are de obicei o suprafață de etanșare plană, închiderea și deschiderea se realizează prin mișcarea de rotație a valvei în jurul unei axe.

Organele de închidere cu valvă au o rezistență hidrodinamică redusă, în schimb nu asigură o închidere suficient de etanșă. Ca urmare se folosesc mai rar în construcția robinetelor și mai frecvent în construcția clapetelor automate la care deschiderea se face prin presiunea directă a fluidului.

ANEXĂ

Relațiile dintre unitățile de forță *Anexa 1*

Unități	tf: ton-force (tonă-forță)	kgf (kilogram-forță)	N (newton)	dină (dyn)
1 tf	1	1 000	$9{,}81 \cdot 10^3$	$981 \cdot 10^6$
1 kgf	0,001	1	9,81	$981 \cdot 10^3$
1 N	$102 \cdot 10^{-6}$	0,102	1	10^5
1 dyn	$1{,}02 \cdot 10^{-9}$	$1{,}02 \cdot 10^{-6}$	10^{-5}	1

Anexa 2

Relațiile dintre unitățile de lucru mecanic și energie

Unități	kgf·m	J	erg	cal	kcal	kWh	CPh
1 kgf · m	1	9,81	$98{,}1 \cdot 10^6$	2,343	$2{,}343 \cdot 10^{-3}$	$2{,}724 \cdot 10^{-6}$	$3{,}704 \cdot 10^{-6}$
1 J	0,102	1	10^7	0,239	$0{,}239 \cdot 10^{-3}$	$0{,}278 \cdot 10^{-6}$	$0{,}378 \cdot 10^{-6}$
1 erg	$10{,}2 \cdot 10^{-9}$	10^{-7}	1	$23{,}9 \cdot 10^{-9}$	$23{,}9 \cdot 10^{-12}$	$27{,}8 \cdot 10^{-15}$	$37{,}8 \cdot 10^{-15}$
1 cal	$427 \cdot 10^{-3}$	4,187	$41{,}87 \cdot 10^6$	1	0,001	$1{,}163 \cdot 10^{-6}$	$1{,}581 \cdot 10^{-6}$
1 kcal	427	4,187	$41{,}87 \cdot 10^9$	1000	1	$1{,}163 \cdot 10^{-3}$	$1{,}581 \cdot 10^{-3}$
1 kWh	$367{,}1 \cdot 10^3$	$3{,}6 \cdot 10^6$	$36 \cdot 10^{12}$	$859{,}8 \cdot 10^3$	859,8	1	1,36
1 CPh	$270 \cdot 10^3$	$2{,}65 \cdot 10^6$	$26{,}5 \cdot 10^{12}$	$632{,}4 \cdot 10^3$	632,4	0,7355	1

Anexa 3

Relațiile dintre unitățile de presiune și tensiune

Unități	kgf/m²	kgf/cm²(at)	kgf/mm²	N/m²	dyn/cm²	bar	mm HO_2	mm Hg
1 kgf/m²	1	10^{-4}	10^{-6}	9,81	98,1	$98,1\cdot10^{-6}$	1	$73,56\cdot10^{-3}$
1 kgf/cm² (at)	10^4	1	10^{-2}	$98,1\cdot10^3$	$981\cdot10^3$	0,981	10^4	735,6
1 kgf/mm²	10^6	100	1	$9,81\cdot10^6$	$98,1\cdot10^6$	98,1	10^6	$73,56\cdot10^3$
1 N/m²	0,102	$10,2\cdot10^{-6}$	$102\cdot10^{-8}$	1	10	10^{-5}	0,102	$7,50\cdot10^{-3}$
1 N/mm²	$0,102\cdot10^6$	10,2	0,102	10^6	10^7	10	$0,102\cdot106$	$7,5\cdot10^3$
1 dyn/cm²	$10,2\cdot10^{-3}$	$1,02\cdot1^{-6}$	$10,2\cdot1^{-9}$	0,1	1	10^{-6}	$10,2\cdot10^{-3}$	$750\cdot10^{-6}$
1 bar	$10,2\cdot10^3$	1,02	$10,2\cdot10^{-3}$	10^5	10^6	1	$10,2\cdot10^3$	750
1 mm H_2O	1	10^{-4}	10^{-6}	9,81	98,1	$98\cdot1\cdot10^{-6}$	1	$73,56\cdot10^{-3}$
1 mm Hg	13,6	$1,36\cdot10^{-3}$	$13,6\cdot10^{-6}$	133,3	1333	$1,333\cdot10^{-3}$	13,6	1

Anexa 4

Relațiile dintre unitățile de putere

Unități	kgf m/s	w	kW	MW	CP	kcal/h	cal s	erg/s
1 kfg m/s	1	9,81	$9,81\cdot10^{-3}$	$9,81\cdot10^{-6}$	$13,33\cdot10^{-3}$	8,435	2,343	$98,1\cdot10^6$
1 W	0,102	1	0,001	10^{-6}	$1,36\cdot10^{-3}$	0,86	0,239	10^7
1 kW	102	1000	1	0,001	1,36	860	239	10^{10}
1 MW	$102\cdot10^3$	10^3	1000	1	$1,36\cdot10^3$	$860\cdot10^3$	$239\cdot10^3$	10^{13}
1 CP	75	735,5	0,7355	$735,5\cdot10^{-6}$	1	632,4	175,7	$7,355\cdot10^9$
1 kcal/h	$118,5\cdot10^{-3}$	1,163	$1,163\cdot10^{-3}$	$1,163\cdot10^{-6}$	$1,58\cdot10^{-3}$	1	0,2778	$11,63\cdot10^6$
1 cal/s	$427\cdot10^{-3}$	4,187	$4,187\cdot10^{-3}$	$4,187\cdot10^{-6}$	$5,69\cdot10^{-3}$	3,6	1	$41,87\cdot10^6$
1 erg/s	$10,2\cdot10^{-9}$	10^{-7}	10^{-10}	10^{-13}	$0,136\cdot10^{-9}$	$86\cdot10^{-9}$	$23,9\cdot10^{-9}$	1

Anexa 5

Relațiile dintre unitățile de viscozitate dinamică

Unități	kgfs/m²	Ns/m²	dyns/cm² (P)
1 kgf s/m²	1	9,81	98,1
1 N s/m²	0,102	1	10
1 dyn s/cm² (1 P)	$10,2\cdot10^{-3}$	0,1	1

Anexa 6

Relațiile dintre unitățile de capacitate calorică masică

Unități	kcal/kg grd	cal/g grd	J/kg grd	kJ/kg grd	erg/g grd
1 kcal/kg grd	1	1	4 187	4,187	$41,87\cdot10^6$
1 cal/g grd	1	1	4 187	4,187	$41,87\cdot10^6$
1 J/kg grd	$0,239\cdot10^{-3}$	$0,239\cdot10^{-3}$	1	0,001	10^4
1 kJ/kg grd	0,239	0,239	1 000	1	10^7
1 erg/g grd	$23,9\cdot10^{-9}$	$23,9\cdot10^{-9}$	10^{-4}	10^{-7}	1

Anexa 7

Relațiile dintre unitățile de măsură a coeficienților de cedare de căldură α și de transmitere a căldurii k

Unități	kcal/m² h grd	cal/cm² s grd	W/m² grd	kW/m² grd	W/cm² grd	erg/cm s grd
1 kcal/m² h grd	1	$27,8 \cdot 10^{-6}$	1,16	$1,16 \cdot 10^{-3}$	$116,10^{-6}$	$1,16 \cdot 10^{3}$
1 cal/cm² s grd	36 000	1	$4,187 \cdot 10^{4}$	41,87	4,187	$41,87 \cdot 10^{6}$
1 W/m² grd	0,860	$23,9 \cdot 10^{-6}$	1	10^{-3}	10^{-4}	10^{3}
1 kW/m² grd	860	$23,9 \cdot 10^{-3}$	10^{3}	1	0,1	10^{3}
1 kW/cm² grd	8 600	0,239	10^{4}	10	1	10^{7}
1 erg/cm² s grd	$860 \cdot 10^{-6}$	$23,9 \cdot 10^{-9}$	10^{-3}	10^{-6}	10^{-7}	1

Anexa 8

Relațiile dintre unitățile de conductivitate termică

Unități	kcal/m h grd	cal/cm s grd	W/cm grd	W/m grd	kW/m grd
1 kcal/m h grd	1	$2,778 \cdot 10^{-3}$	$11,63 \cdot 10^{-3}$	1,163	$1,163 \cdot 10^{-3}$
1 cal/cm s grd	360	1	4,187	418,7	$418,7 \cdot 10^{-3}$
1 W/cm grd	86,0	0,239	1	100	0,1
1 W/m grd	0,860	$2,39 \cdot 10^{-3}$	0,01	1	0,001
1 kW/m grd	860	2,39	10	1 000	1

BIBLIOGRAFIE

1. Acerkan, N. S., *Detali maşin.* Moskva, Masghiz (vol. I — 1954; vol. II — 1955).
2. Buzdugan, Gh., *Rezistenţa materialelor,* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1965.
3. Demian, T., *Mecanisme şi elemente constructive de mecanică fină,* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1965.
4. Dobrovolski, V. A., Zablonski, K. I., Mak, S. L., Radcik, A. S., Erlih, L. B., *Detali maşin,* Moskva-Kiev, Masghiz, 1962.
5. Horovitz, B., *Organe de maşini,* vol. I—vol. III, Timişoara, Editura I.P.T., 1955—1958.
6. Köhler, G., Rögnitz, H., *Maschinenteile,* Stuttgart, B. G. Teubner Verlagsgesellschaft, 1965.
7. Kovacs, F., *Teoria mecanismelor şi a maşinilor,* Timişoara, Editura I.P.T., 1966.
8. Lupescu, I., Climov, V., *Organe de maşini,* Bucureşti, Editura Agro-Silvică, 1956.
9. Manea, Gh., Săveanu, L., Buzdugan, Gh., Chişu, A., *Organe de maşini,* Bucureşti, Editura tehnică (vol. I — 1956; vol. II — 1958).
10. Minoiu, I., Tatu, N., *Organe de maşini,* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.
11. Nădăşan, Şt., *Rezistenţa materialelor,* vol. I— vol. IV, Timişoara, Editura I.P.T.; Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1958—1963.
12. Niemann, G., *Maschinenelemente,* Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer Verlag, 1958.
13. Reşetov, D. N., *Organe de maşini,* Bucureşti, Editura tehnică, 1963 (trad. din l. rusă).
14. Shigley, I. E., *Machine design,* New York-Toronto-London, Mc.Graw Hill Book Company, 1956.
15. Stoenescu, A., Silaş, Gh., *Mecanică teoretică,* Bucureşti, Editura tehnică, 1957.
16. Alexandrescu, F., Necula, S., *Conducte şi armături,* Bucureşti, Editura tehnică, 1963.
17. Başmakov, V. P., Dubinin A. D., *Transmisii prin curele şi lanţuri,* Bucureşti, Editura tehnică, 1961 (trad. din l. rusă).
18. Botez, E., *Angrenaje,* Bucureşti, Editura tehnică, 1956.
19. Boiangiu, D., Constantinescu, C., Săveanu, L., *Arcuri,* Bucureşti, Editura tehnică, 1958.
20. Daşkevici, B. P., Diacenko, S. K., Stolbovoi, S. Z., *Atlas detalei maşin* (Peredacl), Kiev, G.I.T.L.U., 1965.
21. Dobîndă, V., *Etanşările în construcţia de maşini,* Bucureşti, Editura tehnică, 1954.
22. Dudiţă, Fl., *Transmisii cardanice,* Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

23. Gheleșel, V., Boiangiu, D., Mustafa, M., Vasilescu, Gh., *Organe de mașini* (Culegere de probleme), București, Editura tehnică, 1958.
24. Horovitz, B., *Angrenaje cilindrice,* București, Editura tehnică, 1959.
25. Horovitz, B., *Reductoare și variatoare de turație,* București, Editura tehnică, 1963.
26. Horovitz, B., Gheorghiu, N., Marcus, A., *Calculul și construcția organelor de mașini,* vol. I—vol. VIII, Timișoara, Editura ASIT, 1958—1961.
27. Maros, D., Killmann, V., *Angrenaje melcate,* București, Editura tehnică, 1966.
28. Mustafa, M., Lazăr, C., *Asamblări filetate și prin strîngere,* București, Editura tehnică, 1964.
29. Popa, B., Șomcuteanu, A., Ripianu, A., Trebonius, I., *Arbori cotiți,* București, Editura tehnică, 1960.
30. Pozdeev, A. D., Rozman, Ia. B., *Cuplaje și frîne electromagnetice,* București, Editura tehnică, 1965 (trad. din l. rusă).
31. Reșetov, D. N., *Detali mașin (Atlas konstrucții),* Moskva, Mașghiz, 1962.
32. Roloff, H., Matek, W., *Maschinenelemente,* Braunschweig, F. Vieweg & Sohn, 1963.
33. Sahnenko, V. L. și alții. *Atlas detalei mașin (Soedinenia i mufti),* Kiev, G.I.T.L.U., 1956.
34. Săveanu, L., *Organe de mașini,* București, Editura I.P.B., 1954.
35. Seleșteanu, Al., *Calculul modern al organelor de mașini,* București, Editura tehnică, 1957.
36. Severineanu, C., Popescu, P., *Organe de mașini,* București, Editura didactică și pedagogică, 1965.
37. Székely, I., *Teoria mecanismelor și organe de mașini.* Editura I.P.C., 1966.
38. Tărăboi, V., *Organe noi de mașini,* București, Editura tehnică, 1962.
39. Tipei, N., Constantinescu, V. N., Nica, Al., Biță, O., *Lagăre cu alunecare,* București, Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1961.
40. Vîlcovici, V., Bălan, Șt., Voinea, R., *Mecanica teoretică,* București, Editura tehnică, 1965.
41. Vorobiev, N. V., *Tepnîe peredaci,* Moskva, Mașghiz, 1951.
42. Vörös, J., *Fogaskerékek,* Budapest, Tankönyvkiadó, 1961.

CUPRINSUL

Prefața .. 3

1. *Probleme generale ale organelor de mașini* .. 5
1.1. Mașinile și organele de mașini .. 5
1.2. Determinarea rezistențelor admisibile .. 11
1.3. Capacitatea portantă și calculul organelor de mașini .. 15
1.4. Materiale folosite în construcția de mașini .. 29
1.5. Indicații generale privind stabilirea rațională a formei organelor de mașini .. 33

IMBINĂRI

A. Clasificarea îmbinărilor .. 48
B. Îmbinări nedemontabile .. 49
2. *Nituri. Îmbinări nituite* .. 49
2.1. Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare .. 49
2.2. Nitul. Soluții constructive. Materiale .. 49
2.3. Indicații tehnologice .. 53
2.4. Calculul îmbinărilor nituite .. 53
2.5. Norme constructive pentru nituirea de rezistență .. 63
2.6. Nituirea de rezistență-etanșare .. 65
3. *Îmbinarea prin sudare* .. 70
3.1. Introducere. Istoric .. 70
3.2. Procedeele de sudare și domeniile lor de utilizare .. 72
3.3. Clasificarea îmbinărilor sudate .. 75
3.4. Tehnologia construcțiilor sudate și rezistențe admisibile .. 78
3.5. Calculul și construcția îmbinărilor sudate .. 82
3.6. Suduri de rezistență-etanșeitate .. 97
3.7. Probleme constructive ale îmbinărilor sudate .. 99
3.8. Îmbinări prin lipire, încleiere, chituire .. 100
3.9. Îmbinări nedemontabile speciale .. 101

C. Îmbinări demontabile .. 106

4. *Șuruburi și îmbinări cu piese filetate* .. 106
4.1. Introducere. Clasificare. Domenii de utilizare .. 106
4.2. Elemente constructive ale îmbinărilor cu piese filetate .. 106
4.3. Materiale și indicații tehnologice pentru execuția pieselor filetate .. 120
4.4. Calculul îmbinărilor filetate .. 121
4.5. Probleme constructive ale îmbinărilor filetate .. 149
4.6. Șuruburile de mișcare .. 157
5. *Îmbinări cu pene, știfturi și suprafețe profilate* .. 162
5.1. Definiție. Clasificare .. 162
5.2. Pene transversale și știfturi .. 162

5.3. Pene longitudinale .. 168
5.4. Îmbinări cu suprafețe profilate .. 180
6. *Îmbinări prin strîngere* .. 185
6.1. Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare .. 185
6.2. Construcția și tehnologia îmbinărilor prin strîngere fără piese auxiliare .. 186
6.3. Calculul îmbinărilor prin strîngere pe suprafețe cilindrice presate sau fretate .. 187
6.4. Îmbinări prin strîngere pe suprafețe conice .. 195
6.5. Îmbinări prin strîngere realizate cu ajutorul unor piese auxiliare (eclise, inele, șuruburi) .. 197
7. *Arcuri* .. 200
7.1. Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare .. 200
7.2. Caracteristicile funcționale ale arcurilor .. 200
7.3. Materiale și rezistențe admisibile .. 204
7.4. Arcuri elicoidale (resoarte) .. 204
7.5. Arcuri inelare .. 215
7.6. Arcuri-disc .. 218
7.7. Arcuri de cauciuc .. 219
7.8. Arcuri spirale .. 220
7.9. Arcuri elicoidale de răsucire .. 221
7.10. Arcuri bară de torsiune .. 222
7.11. Arcuri în foi .. 223

TRANSMISII

A. **Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare** .. 230
B. **Transmisii prin frecare** .. 233
8. *Transmisii prin roți de fricțiune* .. 233
8.1. Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare .. 233
8.2. Roți de fricțiune cilindrice .. 234
8.3. Roți de fricțiune conice .. 240
9. *Transmisia prin curele* .. 243
9.1. Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare .. 243
9.2. Calculul geometric al transmisiei prin curele .. 247
9.3. Cinetostatica transmisiei prin curele .. 250
9.4. Cinematica transmisiei prin curele .. 254
9.5. Tensiunile din curele .. 257
9.6. Randamentul transmisiei prin curele .. 260
9.7. Elementele constructive ale transmisiei prin curele .. 262
9.8. Calculul transmisiei prin curele .. 269
9.9. Probleme constructive de exploatare și montaj ale transmisiilor prin curele .. 279
10. *Variatoare de turație* .. 285
10.1. Introducere. Clasificare. Criterii de alegere a diferitelor tipuri de variatoare de turație .. 285
10.2. Gama de reglare .. 288
10.3. Variatoare cu roți de fricțiune .. 291
10.4. Variatoare cu element flexibil .. 318

TRANSMISII PRIN ANGRENARE

A. **Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare** .. 328
B. **Probleme generale ale angrenajelor** .. 331
C. **Angrenaje paralele** .. 333
11. *Angrenaje cilindrice cu dinți drepți* .. 331
11.1. Elemente de geometrie și cinematică .. 331
11.2. Calculul angrenajelor cilindrice cu dinți drepți .. 336
11.3. Materiale folosite la fabricarea roților dințate .. 372
11.4. Construcția roților dințate .. 375
12. *Angrenaje cilindrice cu dinți înclinați* .. 379
12.1. Elemente de geometrie și cinematică .. 379

12.2. Domeniile de utilizare ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepți și înclinați .. 380
12.3. Calculul angrenajului cilindric cu dinți înclinați .. 380
D. Angrenaje concurente .. 392
13. *Angrenaje conice* .. 392
13.1. Introducere. Clasificare. Domenii de utilizare .. 392
13.2. Elemente de geometrie și cinematică .. 394
13.3. Calculul angrenajelor conice .. 396
E. Angrenaje încrucișate .. 402
14. *Angrenaje elicoidale* .. 402
14.1. Introducere. Elemente de geometrie și cinematică .. 402
14.2. Calculul angrenajului elicoidal .. 403
14.3. Angrenaje pseudoconice .. 409
15. *Angrenaje melcate* .. 409
15.1. Introducere. Clasificare. Domenii de utilizare .. 409
15.2. Elemente de geometrie și cinematică ale angrenajului melcat .. 413
15.3. Calculul angrenajului melcat cilindric .. 414
15.4. Angrenajul melcat globoidal .. 423
15.5. Construcția melcului și a roții melcate .. 423
16. *Variante noi de angrenaje* .. 424
16.1. Introducere .. 424
16.2. Angrenajul Novikov .. 425
16.3. Angrenajul cilindro-conic .. 426
16.4. Transmisia armonică .. 427
17. *Reductoare de turație* .. 427
17.1. Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare .. 427
17.2. Criterii de alegere a parametrilor principali ai reductoarelor .. 428
17.3. Tipuri constructive de reductoare cu mai multe trepte .. 429
17.4. Elementele constructive ale reductoarelor .. 432
17.5. Alegerea reductoarelor .. 434
17.6. Verificarea reductoarelor la încălzire .. 435
17.7. Cutii de viteze și cutii de avansuri .. 436
17.8. Încercarea angrenajelor, a reductoarelor și a cutiilor de viteze .. 436
17.9. Rodajul angrenajelor, al reductoarelor și al cutiilor de viteze .. 446
18. *Transmisia prin lanțuri* .. 448
18.1. Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare .. 448
18.2. Elemente geometrice ale transmisiei prin lanț .. 453
18.3. Cinematica angrenării .. 456
18.4. Calculul transmisiei prin lanț .. 457
18.5. Randamentul transmisiei prin lanț .. 463
18.6. Lanțuri speciale .. 463
18.7. Probleme constructive și tehnologice .. 466
18.8. Montarea, întreținerea și ungerea .. 466

ORGANE AUXILIARE ALE TRANSMISIILOR

A. Clasificare .. 470
19. *Arbori* .. 470
19.1. Definiție. Clasificare .. 470
19.2. Materiale și tehnologie .. 472
19.3. Calculul arborilor .. 472
19.4. Probleme constructive .. 488
19.5. Arbori flexibili .. 495
20. *Frecarea, ungerea și etanșarea în construcția de mașini* .. 496
20.1. Frecarea .. 496
20.2. Lubrifianți .. 499
20.3. Dispozitive de ungere .. 504
20.4. Dispozitive de etanșare .. 507

B. Lagăre 513

21. Lagăre cu alunecare 514
21.1. Introducere. Clasificare. Domenii de utilizare 514
21.2. Calculul lagărelor 515
21.3. Lagăre axiale cu frecare fluidă 531
21.4. Lagăre hidrostatice 534
21.5. Construcția lagărelor cu alunecare 535

22. *Lagăre cu rostogolire* 546
22.1. Caracterizare. Domenii de utilizare 546
22.2. Caracteristicile rulmenților 547
22.3. Clasificarea rulmenților 549
22.4. Materialul și tehnologia de fabricație a rulmenților 555
22.5. Calculul rulmenților 556
22.6. Montarea și demontarea rulmenților. Scheme constructive de subansambluri cu rulmenți 564
22.7. Unele probleme privind exploatarea lagărelor cu rulmenți 571

23. *Cuplaje* 572
23.1. Definiție. Clasificare. Domenii de utilizare 572
23.2. Cuplaje fixe 575
23.3. Cuplaje mobile 578
23.4. Cuplaje intermitente 594

24. *Organele mecanismelor cu elemente articulate* 610
24.1. Introducere 610
24.2. Arborele cu manivelă frontală și arborele colit 612
24.3. Excentricul 619
24.4. Biela 619
24.5. Capul de cruce și glisierele 623
24.6. Volantul 624

25. *Organele de conducere și reglare a circulației fluidelor* 627
25.1. Definiție. Clasificare 627
25.2. Organele de conducere 628
25.3. Organele de îmbinare a conductelor 630
25.4. Organele de închidere a circulației fluidelor 635
Anexă 640
Bibliografie 643

Redactor: ing. TIRLEA GHEORGHE
Tehnoredactor: BĂLĂIȚĂ TITEL

Dat la culeș: 23.05.1968. Bun de tipar: 27.11.1968. Apărut 1969. Tiraj 5 000+130 leg. ½ pergamoid. Hîrtie scris tip I A, 80 g/m², 16/70×100. Coli editoriale 41,177. Coli de tipar 40,5. A. 8553. C.Z. pentru bibliotecile mari 621.81(075.8), C.Z. pentru bibliotecile mici 621. Plan 2418.

Tiparul executat sub comanda nr. 251 la Întreprinderea Poligrafică Banat, Republica Socialistă România.

E R A T Ă

Pagina	Rîndul sau relația	În loc de :	Se va citi :
22	rel. (1.5)	$a=1{,}109\sqrt{\frac{Q\cdot\rho}{E}}$	$a=1{,}109\sqrt[3]{\frac{Q\cdot\rho}{E}}$
128	rel. (4.33)	$\sum_{i=1}^{n} F_i r_i = M_z$	$\sum_{i=1}^{n} n_i F_i r_i = M_z$
	rel. (4.34)	$F_1=\frac{M_z r_1}{\sum_{i=1}^{n_i} r_i^2}$	$F_1=\frac{M_z r_1}{\sum_{i=1}^{n} n_i r_i^2}$
132	6	$\lambda-\Delta\lambda$	$\delta-\Delta\lambda$
139	rel. (4.73)	$Q=\frac{1}{C_s+C_p}(\ldots),$	$Q=\frac{C_s C_p}{C_s+C_p}(\ldots),$
150	16	decît a piuliței	decît a șurubului
160	rel. (4.101)	$F=\sqrt{\frac{4F}{\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]zp_a}}$	$d=\sqrt{\frac{4F}{\pi\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]zp_a}}$
198	rel. (6.46)	$S=\ldots=F_t\left(\frac{K_s}{C_A}+\frac{K_s-1}{C_B}\right)$	$S=\ldots=F\left(\frac{K_s}{C_A}+\frac{K_s-1}{C_B}\right)$
249	fig. 9.12	γ	2γ
618	rel. (24.16)	$S=\ldots=\frac{I_0}{I_x}M_{kr}$	$S=\ldots=\frac{I_0}{I_x}M_k r$